

TUGAS AKHIR - TM 141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS REDUKSI RESPON
GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI PADA SISTEM
UTAMA DAN ENERGI LISTRIK YANG
DIBANGKITKAN OLEH MEKANISME *CANTILEVER
PIEZOELECTRIC VIBRATION ABSORBER (CPVA)***

**FAIZ IMAWAN DANAPUTRA
NRP 2112 100 133**

**Dosen Pembimbing
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017**



TUGAS AKHIR – TM141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS REDUKSI RESPON
GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI PADA SISTEM
UTAMA DAN ENERGI LISTRIK YANG
DIBANGKITKAN OLEH MEKANISME
CANTILEVER PIEZOELECTRIC VIBRATION
ABSORBER (CPVA)**

FAIZ IMAWAN DANAPUTRA
NRP. 2112100133

Dosen Pembimbing:
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

PROGRAM SARJANA
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



FINAL PROJECT – TM141585

**MODELLING AND ANALYSIS OF
TRANSLATIONAL AND ROTATIONAL VIBRATION
REDUCTION OF THE MAIN SYSTEM RESPONSE
AND ELECTRICAL ENERGY GENERATED BY
MECHANISM OF CANTILEVER PIEZOELECTRIC
VIBRATION ABSORBER (CPVA)**

FAIZ IMAWAN DANAPUTRA
NRP. 2112100133

Advisory Lecturer:
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

BACHELOR PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017

**PEMODELAN DAN ANALISIS REDUKSI RESPON
GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI PADA SISTEM
UTAMA DAN ENERGI LISTRIK YANG
DIBANGKITKAN OLEH MEKANISME CANTILEVER
PIEZOELECTRIC VIBRATION ABSORBER (CPVA)**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

FAIZ IMAWAN DANAPUTRA

NRP. 2112 100 133

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

NIP. 197004121997032003

2. Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.


NIP. 197505111999031001

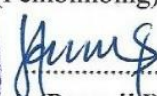
3. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.


NIP. 195106051978031002

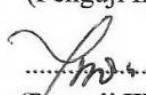
4. Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., Ph.D.

NIP. 197909262005011001


.....
(Pembimbing)


.....
(Penguji I)


.....
(Penguji II)


.....
(Penguji III)

SURABAYA

JULI, 2017

**PEMODELAN DAN ANALISIS REDUKSI RESPON
GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI PADA SISTEM
UTAMA DAN ENERGI LISTRIK YANG DIBANGKITKAN
OLEH MEKANISME CANTILEVER PIEZOELECTRIC
VIBRATION ABSORBER (CPVA)**

Nama Mahasiswa : Faiz Imawan Danaputra
NRP : 2112100133
Jurusan : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

Abstrak

Dalam bidang industri, kemajuan teknologi mengakibatkan diperlukannya proses perawatan untuk menghindari kerugian yang dapat terjadi. Kerugian yang biasa terjadi dapat disebabkan oleh adanya getaran yang berlebihan pada suatu mesin yang bekerja dengan arah gerak translasi, rotasi, maupun keduanya. Salah satu upaya untuk mereduksi getaran berlebihan adalah dengan menambahkan Dynamic Vibration Absorber (DVA). Prinsip kerja DVA adalah dengan menyerap energi berlebihan pada suatu mesin atau sistem utama. Energi tersebut dapat dimanfaatkan menjadi energi listrik dengan menggunakan piezoelektrik. Untuk memaksimalkan energi yang dapat dihasilkan, maka dilakukan penelitian tugas akhir dalam skala laboratorium dengan mengetahui terlebih dahulu pengaruh frekuensi operasi, jarak peredam dari titik pusat massa, dan jumlah piezoelektrik.

Dalam penelitian tugas akhir ini, dilakukan perancangan mekanisme peredam getaran sekaligus energy harvester dengan metode Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA). Sistem utama pada penelitian ini merupakan plat datar yang ditumpu oleh empat buah pegas dan diberi gaya eksitasi oleh motor yang dihubungkan dengan massa eksentrik dan pegas. Eksitasi kemudian akan diteruskan ke massa absorber dan dimanfaatkan oleh cantilever piezoelectric untuk menghasilkan

energi listrik. Pemodelan pada penelitian ini disederhanakan dengan sumbu y sebagai arah perpindahannya, sehingga pegas yang diamati pada sistem utama terdiri dari pegas sisi kiri dan kanan dengan nilai konstanta kekakuannya diekuivalenkan. Gerak rotasi yang terjadi disebabkan oleh perbedaan nilai konstanta kekakuan pada sisi kiri dan sisi kanan. Variasi frekuensi operasi yang digunakan sebesar 30.66, 40.87, dan 43.74 rad/s. Untuk variasi jarak CPVA terhadap titik pusat massa utama sebesar 0 m, 0.1 m, dan 0.2 m. Sedangkan variasi jumlah piezoelektrik yang digunakan sebanyak 1600, 1900, dan 2200 buah.

Pada penelitian ini, dengan digunakannya frekuensi natural sistem utama sebagai frekuensi operasi, maka reduksi respon getaran dan daya bangkitan yang dihasilkan akan semakin besar. Selain itu, dengan variasi jarak CPVA, dapat diketahui untuk menghasilkan reduksi perpindahan massa utama yang paling besar dapat digunakan posisi CPVA yang semakin mendekati titik pusat massa utama, tetapi bukan di titik pusat tersebut. Sedangkan untuk menghasilkan reduksi perpindahan sudut yang paling besar, dapat digunakan posisi CPVA yang semakin menjauhi titik pusat massa. Jumlah piezoelektrik yang optimum untuk digunakan pada variasi jarak CPVA sebesar 0 m, 0.1 m, dan 0.2 m secara berturut-turut adalah 1700, 1875, dan 2100 buah piezoelektrik. Diperoleh juga voltase dan daya bangkitan terbesar secara berturut-turut yaitu 0.7524 volt dan 1.13E-04 watt. Sedangkan reduksi perpindahan dan perpindahan sudut terbesar secara berturut-turut yaitu 78.51% dan 84.53%.

Kata kunci : Dynamic Vibration Absorber (DVA), cantilever piezoelectric, reduksi respon getaran, energi listrik bangkitan, frekuensi, jarak CPVA, jumlah piezoelektrik.

MODELLING AND ANALYSIS OF TRANSLATIONAL AND ROTATIONAL VIBRATION REDUCTION OF THE MAIN SYSTEM RESPONSE AND ELECTRICAL ENERGY GENERATED BY MECHANISM OF CANTILEVER PIEZOELECTRIC VIBRATION ABSORBER (CPVA)

Student's Name : Faiz Imawan Danaputra
NRP : 2112100133
Department : Mechanical Engineering
Advisory Lecturer : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

Abstract

In many industrial sectors, technological advances provided the need for maintenance processes to avoid possible losses. These losses can be caused by excessive vibration in the operated machine in translational, rotational, or both translational-rotational direction. One of the methods to reduce the excessive vibration is by adding a Dynamic Vibration Absorber (DVA). The principle of operation of DVA is absorbing excessive energy in a machine or main system. This energy can be changed into electrical energy using a piezoelectric. To maximize the energy that can be generated, then the final project is done in laboratory scale by knowing the effect of operational frequency, the distance of the absorber from main mass' center of gravity, and the number of piezoelectric.

This final research project has been done by designing the mechanism of both vibration absorber and energy harvester using cantilever piezoelectric vibration absorber method. The main system in this research is a flat plate that supported by four springs and it's given the excitation force by motor that connected with eccentric mass and spring. Then, excitation force will be forwarded to absorber mass and used by cantilever piezoelectric to generate an electrical energy. Modeling in this research is simplified by using y-axis as the direction of its displacement, so, the springs that observed in this main system are consists of a left and right side

springs with equivalent stiffness constants. Furthermore, the rotational motion that occurs in this system is caused by the difference in the value of left and right side springs' stiffness constants. Three variations of operating frequency are used, there are 30.66, 40.87, and 43.74 rad/s. The variations of the distance of CPVA to the main mass' center of gravity are 0 m, 0.1 m, and 0.2 m. Moreover, the variations of the number of piezoelectric in CPVA mechanism are 1600, 1900, and 2200 pieces.

Using the natural frequency of the main system as the operating frequency in this research, then the value of vibration response reduction and generated power will be larger. Furthermore, can be known that using the variations of the distance of CPVA to obtain the largest reduction of the main mass' displacement, we can use CPVA that placed more approach to main mass' center of gravity, but not exactly at that center point. While to obtain the largest angular displacement reduction, we can use CPVA that placed wider from main mass' center of gravity. The optimum number of piezoelectric used in a variation of CPVA distance of 0 m, 0.1 m, and 0.2 m were 1700, 1875, and 2100 piezoelectric, respectively. Then, can be obtained as well that the largest value of the voltage and generated power are 0.7524 volt and 1.13E-04 watt, respectively. Additionally, the largest value of the displacement reduction and angular displacement reduction are 78.51% and 84.53%, respectively.

Keywords : Dynamic Vibration Absorber (DVA), cantilever piezoelectric, vibration response reduction, energy density, frequency, distance of CPVA, number of piezoelectric.

KATA PENGANTAR

Dengan menyebut nama Allah SWT yang Maha Pengasih lagi Maha Penyayang, dengan puja dan puji syukur atas kehadiran-Nya yang telah melimpahkan rahmat dan hidayah-Nya sehingga atas karunia-Nya, penulisan Tugas Akhir ini dapat diselesaikan dengan baik dan sesuai dengan apa yang diharapkan. Penulisan Tugas Akhir ini merupakan persyaratan kelulusan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik bidang studi desain jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa keberhasilan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini tidak lepas dari dukungan dan bantuan dari berbagai pihak, baik secara langsung maupun tidak langsung. Oleh karena itu, pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Allah SWT dan Nabi Muhammad SAW.
2. Kedua orang tua, Bapak Anang Harijono dan Ibu Dian Siswayanti, yang telah memberikan kasih sayang serta selalu mendoakan, menyemangati, dan memberikan dukungan baik secara moril maupun materiil kepada penulis. Dan terima kasih kepada adik Nadia Widad Naufalita dan saudara-saudara penulis yang juga telah membantu dalam penulisan Tugas Akhir ini.
3. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. selaku dosen pembimbing Tugas Akhir penulis yang telah memberikan arahan, petunjuk, dan semangat kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng., Bapak M. Solichin, ST., MT., Ibu Aida Annisa Amin D, ST., MT., Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D., dan Bapak Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., Ph.D. selaku dosen penguji pada Proposal dan Tugas Akhir yang telah memberikan saran dalam penyusunan Tugas Akhir ini.

5. Seluruh dosen Teknik Mesin FTI-ITS yang telah mendidik dan memberikan ilmu pengetahuan selama masa perkuliahan yang sangat bermanfaat bagi penulis.
6. Seluruh karyawan Teknik Mesin FTI-ITS yang telah turut membantu demi kelancaran dalam pengerjaan Tugas Akhir ini
7. Sahabat-sahabat satu angkatan M55 yang telah memberikan pengalaman dan semangat tambahan selama masa perkuliahan di Teknik Mesin FTI-ITS
8. Teman-teman bimbingan Tugas Akhir Ibu Wiwiek: Wahyu Rachma Efendy, Aditya Haq, Ricky Bramudia Kurniawan, Rahmat Bambang Wahyuari, Wisnu Gilang Romadhon Arifiyanto, Vincent, Imam Safei, Merza Mohamad Irsyad, dan Arif Rachman Abdulloh, yang telah memberikan bantuan, ilmu, serta wawasan dalam pengerjaan Tugas Akhir
9. Teman-teman Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis yang selalu menemani serta memberikan dukungan kepada penulis
10. Serta semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir.

Dengan keterbatasan kemampuan dan pengetahuan penulis, maka penulis menyadari bahwa tidak menutup kemungkinan dalam penulisan Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna. Oleh karena itu penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut agar Tugas Akhir ini bisa lebih dikembangkan. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis maupun semua pihak.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan	4
1.5 Manfaat.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1 Getaran	7
2.1.1 Getaran Teredam.....	7
2.1.2 <i>Multi Degree-Of-Freedom (MDOF)</i>	10
2.1.3 <i>Base Motion</i>	13
2.2 <i>Dynamic Vibration Absorber</i>	16
2.2.1 <i>Undamped Dynamic Vibration Absorber</i>	17
2.2.2 <i>Undamped Dynamic Vibration Absorber</i>	21
2.3 Piezoelektrik.....	23
2.3.1 Analisa Material <i>Cantilever Piezoelectric</i>	29
2.3.2 Pemodelan pada <i>Vibration Energy Harvester</i>	30
2.3.3 Penyusunan Piezoelektrik	32
2.4 Penelitian Terdahulu	34
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	47
3.1 Metode Penelitian.....	47
3.2 Penjelasan Metode Pengerjaan Penelitian	48
3.2.1 Studi Literatur	48
3.2.2 Identifikasi Masalah	49
3.2.3 Perancangan Mekanisme Sistem Utama	49

3.2.4	Perancangan Mekanisme CPVA.....	49
3.2.5	Pemodelan Dinamis Sistem Utama.....	50
3.2.6	Penurunan Persamaan Gerak	50
3.2.7	Pembuatan Diagram Blok Sistem dengan <i>Input Sinusoidal</i>	51
3.2.8	Simulasi pada Matlab Simulink	51
3.2.9	Hasil Simulasi Sesuai Kebutuhan	52
3.2.10	Hasil Simulasi Sesuai Kebutuhan	52
3.2.11	Analisa Hasil.....	52
3.2.12	Kesimpulan	53
3.3	Perencanaan Mekanisme Sistem Utama dan CPVA.....	53
3.4	Pemodelan Dinamis Rancangan Alat	56
3.4.1	Analisa Pemodelan Sistem Utama Tanpa Penambahan CPVA.....	58
3.4.2	Analisa Pemodelan Sistem Utama Dengan Penambahan CPVA.....	60
3.4.2.1	Analisa Massa Sistem Utama.....	61
3.4.2.2	Analisa <i>Absorber</i>	63
3.4.2.3	Analisa <i>Cantilever Piezoelectric</i>	64
3.5	Penentuan Parameter Penelitian	67
3.5.1	Menentukan Massa Sistem Utama (M_1)	68
3.5.2	Menentukan Massa Sistem CPVA (M_2)	68
3.5.3	Menentukan Konstanta Kekakuan Pegas Sistem Utama dan CPVA (k_0, k_1, k_2, k_3)	69
3.5.4	Menentukan Konstanta Kekakuan Pegas dari <i>Cantilever Piezoelectric</i> (k_4).....	69
3.5.5	Menentukan Frekuensi Operaasi pada Sistem Utama..	71
3.6	Parameter Penelitian.....	71
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....		73
4.1	Perancangan.....	73
4.1.1	Perancangan Mekanisme Sistem Utama Tanpa CPVA	73
4.1.2	Perancangan Mekanisme <i>Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber</i>	74
4.2	Analisa Pemodelan Mekanisme Sistem Utama dan CPVA ...	74

4.2.1	Analisa Pemodelan Mekanisme Sistem Utama Tanpa <i>CPVA</i>	75
4.2.1.1	Analisa Respon Translasi Mekanisme Sistem Utama Tanpa <i>CPVA</i>	78
4.2.1.2	Analisa Respon Rotasi Mekanisme Sistem Utama Tanpa <i>CPVA</i>	82
4.2.2	Analisa Pemodelan Mekanisme Sistem Utama Dengan <i>CPVA</i> (Jumlah Piezoelektrik Tetap)	86
4.2.2.1	Analisa Respon Translasi Mekanisme Sistem Utama Dengan <i>CPVA</i> (Jumlah Piezoelektrik Tetap).....	91
4.2.2.2	Analisa Respon Rotasi Mekanisme Sistem Utama Dengan <i>CPVA</i> (Jumlah Piezoelektrik Tetap).....	97
4.2.2.3	Analisa Reduksi Perpindahan Mekanisme Sistem Utama Dengan <i>CPVA</i> (Jumlah Piezoelektrik Tetap)	102
4.2.2.4	Analisa Reduksi Perpindahan Sudut Mekanisme Sistem Utama Dengan <i>CPVA</i> (Jumlah Piezoelektrik Tetap)	106
4.2.3	Analisa Pemodelan Mekanisme Sistem Utama Dengan <i>CPVA</i> (Jarak Posisi <i>CPVA</i> Terhadap Titik Pusat Tetap)	110
4.2.3.1	Analisa Respon Translasi Mekanisme Sistem Utama Dengan <i>CPVA</i> (Jarak Posisi <i>CPVA</i> Terhadap Titik Pusat Tetap)	110
4.2.3.2	Analisa Respon Rotasi Mekanisme Sistem Utama Dengan <i>CPVA</i> (Jarak Posisi <i>CPVA</i> Terhadap Titik Pusat Tetap)	113
4.2.3.3	Analisa Reduksi Perpindahan Mekanisme Sistem Utama Dengan <i>CPVA</i> (Jarak Posisi <i>CPVA</i> Terhadap Titik Pusat Tetap).....	116
4.2.3.4	Analisa Reduksi Perpindahan Sudut Mekanisme Sistem Utama Dengan <i>CPVA</i> (Jarak Posisi <i>CPVA</i> Terhadap Titik Pusat Tetap).....	119
4.3	Analisa Energi Bangkitan.....	122

4.3.1	Analisa Energi Bangkitan (Jumlah Piezoelektrik Tetap)	124
4.3.2	Analisa Energi Bangkitan (Jarak Posisi <i>CPVA</i> Terhadap Titik Pusat Tetap).....	126
4.3.3	Analisa Jumlah Piezoelektrik Optimum	128
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		143
5.1	Kesimpulan.....	143
5.2	Saran.....	145
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		
BIODATA PENULIS		

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Perbandingan gerak pada beberapa jenis redaman ^[13]	9
Gambar 2.2	Contoh sistem multi degree-of-freedom ^[13]	10
Gambar 2.3	Free body diagram pada massa m_i ^[13]	10
Gambar 2.4	Pemodelan dari mesin bubut dengan sistem 2 DOF ^[13]	12
Gambar 2.5	Sistem getaran dengan gerak base berupa gerak harmonik ^[13]	14
Gambar 2.6	Free body diagram massa m yang bertumpu pada base ^[13]	14
Gambar 2.7	Sistem utama (a) tanpa DVA dan (b) denan DVA ^[14]	17
Gambar 2.8	Skema sistem utama dengan penambahan undamped DVA ^[13]	18
Gambar 2.9	Pengaruh undamped DVA terhadap respon massa utama ^[13]	20
Gambar 2.10	Skema sistem utama dengan penambahan damped DVA ^[13]	21
Gambar 2.11	Pengaruh damped DVA terhadap respon massa utama ^[13]	23
Gambar 2.12	Susunan (a) unimorph piezoelectric dan (b) bimorph piezoelectric ^[9]	24
Gambar 2.13	Enam koordinat piezoelektrik dengan penggunaan mode 31 ^[9]	25
Gambar 2.14	Arah polarisasi pada elektroda dan substrate dengan mode 31 ^[2]	25
Gambar 2.15	Energi bangkitan, perpindahan, dan kapasitansi material piezoelektrik ^[6]	26
Gambar 2.16	Perbandingan piezoelektrik PVDF dan keramik (PZT dan BaTiO ₃) ^[11]	26
Gambar 2.17	Free body diagram piezoelektrik pada energy harvesting ^[12]	29

Gambar 2.18	Skema energy harvester menggunakan piezoelektrik jenis cantilever ^[5]	30
Gambar 2.19	Pemodelan rangkaian elektro-mekanis ekuivalen pada energy harvester ^[5]	30
Gambar 2.20	Susunan paralel dari (a) piezoelektrik dan (b) konstanta kekakuannya ^[3]	32
Gambar 2.21	Susunan seri piezoelektrik ^[3]	33
Gambar 2.22	Skema piezoelektrik ^[7]	34
Gambar 2.23	Skema sistem dinamis sebagai energy harvester ^[7]	35
Gambar 2.24	Grafik displacement massa piezoelektrik terhadap frekuensi eksitasi yang didapatkan dari analisa pemodelan ^[7]	36
Gambar 2.25	Grafik daya terhadap frekuensi untuk beberapa beban resistansi yang berbeda dan diperoleh dengan pemodelan matematis ^[7]	36
Gambar 2.26	Skema EHDVA yang ditambahkan pada sistem getaran SDOF ^[1]	37
Gambar 2.27	Variasi k^2 dan variasi α pada respon perpindahan struktur utama dengan EHDVA terhadap konstanta frekuensi eksitasi (Ω) (a)(b) dengan rasio redaman pada DVA $\zeta_h=0.01$, serta (c)(d) tanpa menggunakan peredam ^[1]	38
Gambar 2.28	Variasi α pada respon frekuensi terhadap (a) perpindahan struktur utama dan (b) daya (dalam satuan mW/m^2) ^[1]	39
Gambar 2.29	Perbandingan respon frekuensi terhadap perpindahan struktur utama dengan penambahan DVA tanpa energy harvesting dan DVA dengan energy harvesting ^[1]	40
Gambar 2.30	Pemodelan dinamis sistem utama (a) tanpa penambahan dual DVA-independent dan (b) dengan penambahan dual DVA-independent ^[8]	41
Gambar 2.31	Respon (a) percepatan dan (b) percepatan sudut, terhadap rasio frekuensi sistem yang ditambahkan Dual DVA-independent dengan variasi massa	

	(jarak DVA ke titik pusat massa sistem utama $b=0,26\text{ m})^{[8]}$	42
Gambar 2.32	Respon (a) percepatan dan (b) percepatan sudut, terhadap rasio frekuensi sistem yang ditambahkan Dual DVA-independent dengan variasi jarak DVA ke titik pusat massa sistem utama (rasio massa dan konstanta kekakuan $1/20)^{[8]}$	42
Gambar 2.33	Persentase reduksi getaran sistem dengan arah gerak translasi-rotasi ^[8]	43
Gambar 2.34	Pemodelan dinamis sistem utama yang ditambahkan CPVA ^[3]	44
Gambar 2.35	Grafik (a) respon massa utama dan (b) daya bangkitan listrik dengan variasi jumlah piezoelektrik pada CPVA yang ditambahkan pada sistem utama ^[3]	45
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian	48
Gambar 3.2	Rancangan pemodelan sistem utama	53
Gambar 3.3	Rancangan pemodelan CPVA	55
Gambar 3.4	Analisa rancangan pemodelan (a) sistem utama dan (b) CPVA dengan tinjauan sumbu y	56
Gambar 3.5	Skema sistem dinamis dari sistem utama tanpa penambahan CPVA	57
Gambar 3.6	Skema sistem dinamis dari sistem utama dengan penambahan CPVA	57
Gambar 3.7	Free-body-diagram dari massa sistem utama tanpa penambahan CPVA	59
Gambar 3.8	Free-body-diagram dari massa sistem utama dengan penambahan CPVA.....	61
Gambar 3.9	Free-body-diagram dari absorber pada mekanisme CPVA	63
Gambar 3.10	Free-body-diagram dari piezoelektrik cantilever pada mekanisme CPVA.....	64
Gambar 3.11	Skema piezoelektrik yang dipengaruhi energi mekanik dan arah polarisasi.....	65

Gambar 3.12	Diagram rangkaian elektromagnetik piezoelektrik jenis batang cantilever	66
Gambar 3.13	Piezoelektrik Minisense 100 Vibration Sensor.....	70
Gambar 3.14	Dimensi material piezoelektrik yang digunakan ..	70
Gambar 4.1	Rancangan mekanisme sistem utama	73
Gambar 4.2	Rancangan mekanisme CPVA.....	74
Gambar 4.3	Bode diagram massa sistem utama tanpa CPVA..	78
Gambar 4.4	Respon perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada massa sistem utama tanpa CPVA	80
Gambar 4.5	Grafik RMS perpindahan terhadap frekuensi operasi massa sistem utama tanpa CPVA.....	82
Gambar 4.6	Respon perpindahan sudut (a), kecepatan sudut (b), dan percepatan sudut (c) pada massa sistem utama tanpa CPVA.....	84
Gambar 4.7	Grafik RMS perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama tanpa CPVA.....	86
Gambar 4.8	Bode diagram massa sistem utama dengan penambahan CPVA	91
Gambar 4.9	Respon perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada massa sistem utama dengan penambahan CPVA	93
Gambar 4.10	Respon perpindahan massa sistem utama dengan penambahan CPVA dan variasi jarak posisi CPVA terhadap titik pusat massa utama	94
Gambar 4.11	Grafik RMS perpindahan terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan penambahan CPVA dan variasi jarak CPVA terhadap titik pusat massa utama.....	96
Gambar 4.12	Respon perpindahan sudut (a), kecepatan sudut (b), dan percepatan sudut (c) pada massa sistem utama dengan penambahan CPVA dan variasi frekuensi operasi.....	98

Gambar 4.13	Respon perpindahan sudut massa sistem utama dengan penambahan CPVA dan variasi jarak posisi CPVA terhadap titik pusat massa utama	99
Gambar 4.14	Grafik RMS perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan penambahan CPVA dan variasi jarak CPVA terhadap titik pusat massa utama.....	101
Gambar 4.15	Grafik RMS perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan penambahan CPVA dan variasi jarak CPVA terhadap titik pusat massa utama.....	103
Gambar 4.16	Grafik reduksi respon perpindahan terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan variasi jarak CPVA terhadap titik pusat massa utama	105
Gambar 4.17	Grafik perbandingan perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama pada kondisi sebelum dengan setelah penambahan CPVA dan variasi jarak CPVA terhadap titik pusat massa utama	107
Gambar 4.18	Grafik reduksi respon perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan variasi jarak CPVA terhadap titik pusat massa utama	109
Gambar 4.19	Grafik RMS perpindahan terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan penambahan CPVA dan variasi jumlah piezoelektrik	112
Gambar 4.20	Grafik RMS perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan penambahan CPVA dan variasi jumlah piezoelektrik	115
Gambar 4.21	Grafik reduksi respon perpindahan terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan variasi jumlah piezoelektrik.....	118

Gambar 4.22	Grafik reduksi respon perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan variasi jumlah piezoelektrik.....	121
Gambar 4.23	Grafik daya bangkitan yang dihasilkan dengan variasi frekuensi operasi	123
Gambar 4.24	Grafik daya bangkitan yang dihasilkan dengan variasi jarak CPVA terhadap titik pusat massa sistem utama	124
Gambar 4.25	Grafik pengaruh jarak CPVA terhadap daya bangkitan yang dihasilkan	125
Gambar 4.26	Grafik daya bangkitan yang dihasilkan dengan variasi jumlah piezoelektrik yang digunakan	126
Gambar 4.27	Grafik pengaruh jumlah piezoelektrik terhadap daya bangkitan yang dihasilkan.....	128
Gambar 4.28	Perbandingan perpindahan piezoelektrik yang terjadi dengan perpindahan maksimal piezoelektrik yang diperbolehkan.....	131
Gambar 4.29	Grafik daya bangkitan dan reduksi getaran massa sistem utama terhadap jumlah piezoelektrik dengan variasi jarak CPVA.....	135
Gambar 4.30	Grafik (a) reduksi respon perpindahan dan (b) reduksi respon perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan jumlah piezoelektrik optimum.....	138
Gambar 4.31	Grafik daya bangkitan yang dihasilkan terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan jumlah piezoelektrik optimum.....	141

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Parameter Penelitian	72
Tabel 4.1	Parameter Penelitian	76
Tabel 4.2	Nilai RMS Perpindahan Massa Sistem Utama Tanpa CPVA	81
Tabel 4.3	Nilai RMS Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama Tanpa CPVA	85
Tabel 4.4	Parameter Penelitian	88
Tabel 4.5	Frekuensi Natural Massa Utama dengan Penambahan CPVA	90
Tabel 4.6	Nilai RMS Perpindahan Massa Sistem Utama dengan CPVA dan Variasi Posisi Jarak CPVA Terhadap Titik Pusat Massa Sistem Utama	95
Tabel 4.7	Nilai RMS Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama dengan CPVA dan Variasi Posisi Jarak CPVA Terhadap Titik Pusat Massa Sistem Utama	100
Tabel 4.8	Persentase Reduksi Perpindahan Massa Sistem Utama dengan Variasi Jarak CPVA Terhadap Titik Pusat Massa Sistem Utama	104
Tabel 4.9	Persentase Reduksi Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama dengan Variasi Jarak CPVA Terhadap Titik Pusat Massa Sistem Utama	108
Tabel 4.10	Nilai RMS Perpindahan Massa Sistem Utama dengan CPVA dan Variasi Jumlah Piezoelektrik	111
Tabel 4.11	Nilai RMS Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama dengan CPVA dan Variasi Jumlah Piezoelektrik ..	113
Tabel 4.12	Persentase Reduksi Perpindahan Massa Sistem Utama Dengan Variasi Jumlah Piezoelektrik	116
Tabel 4.13	Persentase Reduksi Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama Dengan Variasi Jumlah Piezoelektrik	119
Tabel 4.14	Energi Bangkitan Voltase, Arus, dan Daya dengan Variasi Jarak CPVA Terhadap Titik Pusat Massa Sistem Utama	125

Tabel 4.15	Energi Bangkitan Voltase, Arus, dan Daya dengan Variasi Jumlah Piezoelektrik	127
Tabel 4.16	Perpindahan Piezoelektrik Dengan Variasi Jarak CPVA Terhadap Titik Pusat Massa Sistem Utama	129
Tabel 4.17	Persentase Reduksi Perpindahan Massa Sistem Utama dan Daya Bangkitan Dengan Variasi Jarak CPVA Terhadap Titik Pusat Massa Sistem Utama	133
Tabel 4.18	Persentase Reduksi Perpindahan dan Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama Dengan Jumlah Piezoelektrik Optimum dan Variasi Jarak CPVA ke Titik Pusat Massa Sistem Utama	137
Tabel 4.19	Daya Bangkitan yang Dihasilkan Dengan Jumlah Piezoelektrik Optimum dan Variasi Jarak CPVA ke Titik Pusat Massa Sistem Utama	140

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kemajuan teknologi dalam bidang industri mampu menghasilkan produk dengan nilai jual tinggi serta berbagai keuntungan lainnya. Dalam proses pelaksanaannya, setiap industri memerlukan proses perawatan yang perlu dilakukan secara intensif dan memerlukan kemampuan dalam bidang keteknikan. Proses perawatan tersebut bertujuan untuk menghindarkan suatu industri dari kerugian yang dapat terjadi. Salah satu contoh hal yang harus dihindari pada suatu industri adalah getaran yang berlebihan pada suatu mesin yang bekerja. Getaran yang terjadi pada mesin industri tersebut dapat disebabkan oleh adanya gerak translasi, gerak rotasi, maupun keduanya. Getaran yang berlebihan dapat menyebabkan terjadinya resonansi pada suatu mesin dan mampu menyebabkan banyak kerugian seperti mampu mengurangi usia pakai mesin, menambah biaya perawatan mesin, dan mengurangi kualitas dari produk yang dihasilkan. Salah satu upaya yang mampu dilakukan untuk mereduksi getaran berlebihan yang terjadi adalah dengan melakukan penambahan *Dynamic Vibration Absorber* pada mesin yang bekerja.

Prinsip kerja dari DVA tersebut adalah memasang suatu massa dengan konstanta kekakuan dan konstanta redaman tertentu pada alat yang mengalami getaran. Tujuan dari penambahan DVA adalah untuk meredam getaran dimana getaran merupakan suatu energi kinetik. Prinsip kerja DVA adalah menyerap sebagian energi yang berlebihan serta mengubah frekuensi operasional dari suatu alat. Energi yang diserap melalui DVA dapat dimanfaatkan dan diubah menjadi energi listrik dengan menggunakan piezoelektrik.

Untuk memaksimalkan energi yang mampu dimanfaatkan tersebut, maka perlu dilakukan penelitian tugas akhir dalam skala laboratorium yang bertujuan untuk mengetahui pengaruh gerak yang terjadi pada suatu mesin yang bekerja khususnya gerak rotasi

terhadap getaran yang dapat terbentuk. Getaran yang terbentuk tersebut akan diredam dengan DVA kemudian akan diteliti pengaruhnya terhadap energi listrik yang mampu dihasilkan melalui piezoelektrik dengan jenis *cantilever*. Dalam penelitian tugas akhir ini akan disimulasikan getaran pada mesin yang bekerja pada kehidupan sebenarnya dengan alat simulator berupa massa utama yaitu plat datar yang ditumpu oleh pegas dengan konstanta kekakuan tertentu, serta motor arus searah (DC) sebagai pemberi gaya. Plat datar tersebut akan beresonansi akibat frekuensi dari putaran motor yang diberikan sama dengan frekuensi yang ada pada plat datar. Gerak rotasi dapat disebabkan oleh adanya perbedaan konstanta kekakuan pegas dan adanya perubahan posisi DVA terhadap titik pusat massa utama. Perbedaan konstanta kekakuan pegas dapat menyebabkan gerak rotasi akibat defleksi yang terjadi pada pegas tersebut berbeda sehingga menghasilkan sudut kemiringan tertentu dari massa utama.

Penelitian ini dilakukan untuk merepresentasikan getaran yang ada pada kehidupan sebenarnya dan dititikberatkan pada rancang bangun CPVA (*Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber*) yang mampu mereduksi getaran translasi dan rotasi sekaligus menghasilkan energi listrik. Pada tugas akhir ini, akan dilakukan simulasi dan pemodelan dengan variasi perubahan posisi CPVA terhadap titik pusat massa utama, jumlah piezoelektrik pada CPVA, serta frekuensi putaran motor pemberi gaya.

1.2 Rumusan Masalah

Dari latar belakang di atas maka dirancang CPVA yang mampu mereduksi getaran sekaligus menghasilkan energi listrik. CPVA tersebut berupa sebuah *box* dimana di dalamnya terdapat pegas serta *cantilever piezoelectric*. CPVA akan diletakkan pada suatu plat datar yang merupakan massa utama. Bidang tersebut kemudian diberi tumpuan beberapa pegas pada tiap sisinya dan diberi gaya eksitasi yang berasal dari motor. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui respon reduksi getaran dan energi

listrik yang mampu dihasilkan. Adapun rumusan permasalahan dari penelitian tugas akhir ini adalah:

1. Bagaimana membuat perencanaan dan perancangan alat sistem utama sebagai simulator sumber energi getaran dalam arah translasi dan rotasi?
2. Bagaimana membuat perencanaan dan perancangan CPVA yang mampu mereduksi getaran translasi maupun rotasi dari massa utama?
3. Bagaimana pengaruh frekuensi putaran motor terhadap respon dan reduksi getaran yang terjadi pada massa utama serta energi listrik bangkitan yang dihasilkan?
4. Bagaimana pengaruh jarak CPVA dari titik tengah massa utama terhadap reduksi getaran dari massa utama serta energi listrik bangkitan yang dihasilkan?
5. Bagaimana pengaruh jumlah *cantilever piezoelectric* pada CPVA terhadap reduksi getaran sistem serta energi listrik bangkitan yang dihasilkan?
6. Bagaimana menentukan jumlah piezoelektrik optimum yang dapat digunakan sehingga mampu menghasilkan reduksi getaran dari massa utama dan energi listrik bangkitan yang optimal?

1.3 Batasan Masalah

Mengingat banyaknya kemungkinan yang dapat terjadi pada sistem alat utama dan sistem CPVA, maka dalam pelaksanaannya akan diambil beberapa ruang lingkup untuk menyederhanakan permasalahan yang akan dianalisa sehingga dapat mencapai tujuan yang ingin dicapai. Adapun batasan masalahnya antara lain:

1. Gerakan yang dibatasi pada mekanisme *DVA* hanya pada gerakan piezoelektrik.
2. Energi getaran yang terjadi pada plat datar hanya diperoleh dari motor DC yang dihubungkan dengan massa eksentrik dan pegas.
3. Sumber energi getaran yang terjadi berada tepat di tengah plat datar.

4. Gaya eksitasi sebagai input getaran yang terjadi merupakan sinusoidal.
5. Nilai konstanta kekakuan piezoelektrik pada mekanisme DVA diperoleh dengan mengekuivalenkan terlebih dahulu sesuai dengan jumlah piezoelektrik yang digunakan.
6. Gerak translasi maupun rotasi yang terjadi pada plat datar akan diamati pada sumbu y .

1.4 Tujuan

Tujuan dari dilakukannya penelitian tugas akhir ini yaitu:

1. Merancang sistem utama sebagai simulator sumber energi getaran dalam arah translasi dan rotasi.
2. Merancang CPVA sebagai pereduksi getaran translasi dan rotasi dari massa utama.
3. Mengetahui pengaruh frekuensi putaran motor terhadap respon dan reduksi getaran yang terjadi pada massa utama dan energi listrik bangkitan yang mampu dihasilkan.
4. Mengetahui pengaruh jarak CPVA dari titik tengah massa utama terhadap reduksi getaran dari massa utama dan energi listrik bangkitan yang mampu dihasilkan.
5. Mengetahui pengaruh jumlah *cantilever piezoelectric* pada CPVA terhadap reduksi getaran sistem dan energi listrik bangkitan yang mampu dihasilkan.
6. Menentukan jumlah piezoelektrik optimum yang dapat digunakan sehingga mampu menghasilkan reduksi getaran dari massa utama dan energi listrik bangkitan yang optimal.

1.5 Manfaat

Manfaat dari dilakukannya penelitian tugas akhir ini antara lain:

1. Membantu mahasiswa dalam memahami konsep redaman dari suatu getaran dengan menggunakan *Dynamic Vibration Absorber*.
2. Dapat menghasilkan energi listrik sehingga mampu dijadikan sumber energi alternatif pada kehidupan sehari-hari.
3. Dapat dijadikan referensi untuk penelitian-penelitian selanjutnya.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Getaran

Getaran terjadi ketika suatu sistem dengan inersia tertentu mengalami perpindahan dari titik setimbangnya akibat energi luar yang diberikan pada suatu sistem. Gaya untuk mengembalikan gerak yang terjadi menyebabkan sistem kembali menuju titik setimbangnya^[13]. Oleh karena itu, gerak dari suatu getaran merupakan gerak yang berulang dan terjadi pertukaran energi selama terjadinya gerak tersebut. Sistem getaran pada umumnya terdiri dari tiga unsur utama, yaitu massa, pegas, dan peredam. Untuk melakukan analisa pada gerak dari sistem getaran yang terjadi dapat dilakukan dengan beberapa metode antara lain metode energi, metode Rayleigh, dan metode kesetimbangan^[14]. Selain itu, untuk melakukan analisa getaran perlu untuk memahami *Degree Of Freedom (DOF)* atau derajat kebebasan pada sistem yang akan dianalisa. Derajat kebebasan adalah jumlah dari koordinat bebas yang menggambarkan posisi dari sistem mekanis pada fungsi waktu tertentu^[15]. Pada perancangan alat eksperimen ini akan digunakan simulator getaran teredam *multi degree-of-freedom (MDOF)* dengan massa utama sistem yang bertumpu pada suatu penyangga atau yang biasa disebut sebagai *base*.

2.1.1 Getaran Teredam

Jika melihat dari ada atau tidaknya peredam pada suatu sistem, getaran dapat diklasifikasikan menjadi beberapa macam, yaitu *undamped system*, *underdamped system*, *critically damped system*, dan *overdamped system*. Untuk seluruh sistem yang teredam, *damping ratio* (ζ) dapat didefinisikan sebagai rasio dari konstanta redaman terhadap konstanta *critical damping*, atau dapat ditunjukkan dengan persamaan^[13]:

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (2.1)$$

$$c_c = 2m\sqrt{\frac{k}{m}} = 2\sqrt{km} = 2m\omega_n \quad (2.2)$$

Pada *undamped system* atau getaran yang tak teredam, nilai dari *damping ratio* (ζ) besarnya sama dengan nol. Sedangkan pada tiga kondisi lainnya, nilai dari *damping ratio* tidak sama dengan nol. Perbandingan gerak pada ketiga jenis redaman tersebut dapat dilihat pada gambar 2.1. Untuk mengetahui respon getaran yang dihasilkan, perlu untuk memahami beberapa kriteria dan persamaan pada masing-masing kondisi redaman tersebut.

1. *Underdamped system* ($\zeta < 1$ atau $c < c_c$ atau $c/2m < \sqrt{k/m}$)
Respon getaran yang terbentuk adalah:

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \left\{ x_0 \cos \sqrt{1-\zeta^2} \omega_n t + \frac{\dot{x}_0 + \zeta\omega_n x_0}{\sqrt{1-\zeta^2} \omega_n} \sin \sqrt{1-\zeta^2} \omega_n t \right\} \quad (2.3)$$

Untuk konstanta (X, ϕ) dan (X_0, ϕ_0), serta nilai dari ω_d dapat diperoleh dari persamaan:

$$X = X_0 = \frac{\sqrt{x_0^2 \omega_n^2 + \dot{x}_0^2 + 2x_0 \dot{x}_0 \zeta \omega_n}}{\sqrt{1-\zeta^2} \omega_n} \quad (2.4)$$

$$\phi_0 = \tan^{-1} \left(\frac{x_0 \omega_n \sqrt{1-\zeta^2}}{\dot{x}_0 + \zeta \omega_n x_0} \right) \quad (2.5)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{x}_0 + \zeta \omega_n x_0}{x_0 \omega_n \sqrt{1-\zeta^2}} \right) \quad (2.6)$$

$$\omega_d = \sqrt{1-\zeta^2} \omega_n \quad (2.7)$$

dimana, X = Perpindahan maksimum atau Amplitudo

X_0 = Amplitudo pada initial condition

ϕ = Sudut fase

ϕ_0 = Sudut fase pada initial condition

ω_d = Frekuensi getaran yang teredam

2. *Critically damped system* ($\zeta=1$ atau $c=c_c$ atau $c/2m=\sqrt{k/m}$)
Respon getaran yang terbentuk adalah:

$$x(t) = [x_0 + (\dot{x}_0 + \omega_n x_0)t]e^{-\omega_n t} \quad (2.8)$$

Dari gambar 2.1 dan persamaan 2.8, dapat diketahui bahwa getaran yang terjadi merupakan gerak aperiodik atau non-periodik.

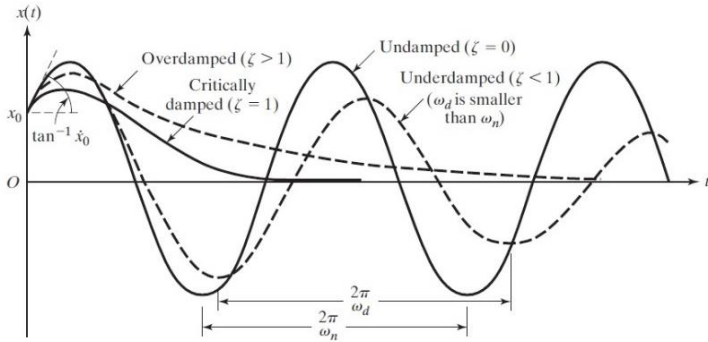
3. *Overdamped system* ($\zeta > 1$ atau $c > c_c$ atau $c/2m > \sqrt{k/m}$)
Respon getaran yang terbentuk adalah:

$$x(t) = C_1 e^{(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} + C_2 e^{(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} \quad (2.9)$$

Untuk *initial condition* $x(t=0) = x_0$ dan $\dot{x}(t=0) = \dot{x}_0$, konstanta C_1 dan C_2 dapat diperoleh dengan persamaan:

$$C_1 = \frac{x_0 \omega_n (\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) + \dot{x}_0}{2\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1}} \quad (2.10)$$

$$C_2 = \frac{-x_0 \omega_n (\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1}) - \dot{x}_0}{2\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1}} \quad (2.11)$$



Gambar 2.1 Perbandingan gerak pada beberapa jenis redaman^[13]

2.1.2 Multi Degree-Of-Freedom (MDOF)

Persamaan umum pada suatu sistem *n-degree-of-freedom* diperoleh dengan menggunakan Hukum Gerak Newton kedua. Contoh dari sistem *multi degree-of-freedom* dapat dilihat pada gambar 2.2. Sedangkan untuk gambar 2.3 merupakan *free body diagram* dari salah satu massa m_i pada sistem *multi degree-of-freedom*. Dari contoh tersebut digunakan Hukum Gerak Newton kedua terhadap massa m_i sehingga diperoleh persamaan^[13]:

$$m_i \ddot{x}_i = \sum_j F_{ij}$$

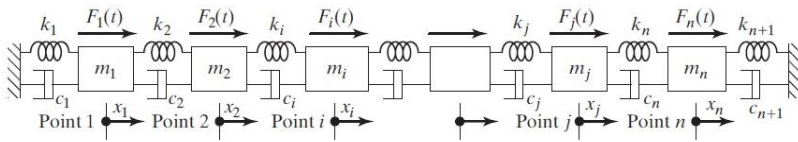
$$m_i \ddot{x}_i = -k_i(x_i - x_{i-1}) + k_{i+1}(x_{i+1} - x_i) - c_i(\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) + c_{i+1}(\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + F_i; \{i = 2, 3, \dots, n-1\}$$

$$m_i \ddot{x}_i - c_i \dot{x}_{i-1} + (c_i + c_{i+1}) \dot{x}_i - c_{i+1} \dot{x}_{i+1} - k_i x_{i-1} + (k_i + k_{i+1}) x_i - k_{i+1} x_{i+1} = F_i; \{i = 2, 3, \dots, n-1\} \quad (2.12)$$

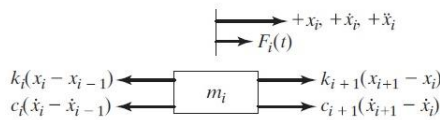
Untuk persamaan gerak pada massa m_1 dan m_n dapat diperoleh menggunakan persamaan 2.12 di atas dengan nilai $i = 1$ pada $x_0 = 0$ dan $i = n$ pada $x_{n+1} = 0$ berturut-turut adalah:

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 = F_1 \quad (2.13)$$

$$m_n \ddot{x}_n - c_n \dot{x}_{n-1} + (c_n + c_{n+1}) \dot{x}_n - k_n x_{n-1} + (k_n + k_{n+1}) x_n = F_n \quad (2.14)$$



Gambar 2.2 Contoh sistem *multi degree-of-freedom*^[13]



Gambar 2.3 *Free body diagram* pada massa m_i ^[13]

Persamaan gerak 2.12 hingga 2.14 dapat diubah ke dalam bentuk matriks menjadi:

$$[m]\ddot{\vec{x}} + [c]\dot{\vec{x}} + [k]\vec{x} = \vec{F} \quad (2.15)$$

Pada persamaan 2.15, $[m]$, $[c]$, dan $[k]$ berturut-turut adalah matriks massa, matriks redaman, dan matriks kekakuan yang dapat diperoleh dari:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & m_n \end{bmatrix}$$

$$[c] = \begin{bmatrix} (c_1 + c_2) & -c_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -c_2 & (c_2 + c_3) & -c_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -c_3 & (c_3 + c_4) & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -c_n & (c_n + c_{n-1}) \end{bmatrix}$$

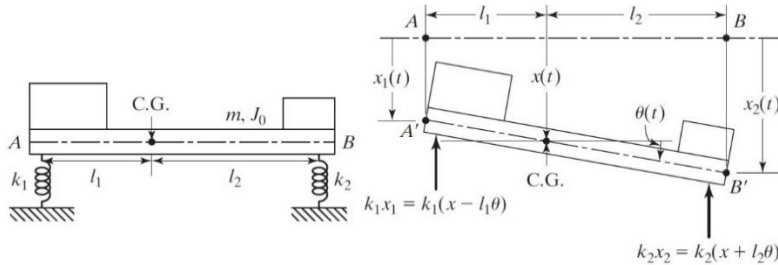
$$[k] = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -k_2 & (k_2 + k_3) & -k_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & (k_3 + k_4) & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -k_n & (k_n + k_{n-1}) \end{bmatrix}$$

Sedangkan untuk \vec{x} , $\dot{\vec{x}}$, $\ddot{\vec{x}}$, dan \vec{F} berturut-turut adalah perpindahan, kecepatan, percepatan, dan gaya yang bekerja pada sistem dan dapat diperoleh dari:

$$\vec{x} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ \vdots \\ x_n(t) \end{Bmatrix}; \dot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \vdots \\ \dot{x}_n(t) \end{Bmatrix}; \ddot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \vdots \\ \ddot{x}_n(t) \end{Bmatrix}; \vec{F} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ \vdots \\ \vdots \\ F_n(t) \end{Bmatrix}$$

Seperti telah dijelaskan sebelumnya, suatu sistem dengan n -degree-of-freedom memerlukan koordinat bebas sebanyak n untuk menggambarkan mekanisme sistem tersebut. Selain ditunjukkan pada gambar 2.2, contoh lain dari sistem n degree-of-freedom dapat

dilihat pada gambar 2.4 yang merupakan pemodelan sistem dinamis dari mesin bubut sebagai sistem 2 DOF. Jumlah koordinat tersebut dapat digunakan untuk menggambarkan gerak dari sistem 2 DOF tersebut dimana gerak yang terjadi berupa gerak translasi dan rotasi.



Gambar 2.4 Pemodelan dari mesin bubut dengan sistem 2 DOF^[13]

Dari pemodelan dan *free body diagram* pada gambar 2.4, dengan menentukan nilai dari variabel gerak adalah positif, persamaan kesetimbangan gaya pada arah vertikal dan persamaan momen terhadap titik pusat massa dapat dirumuskan menjadi:

$$m\ddot{x} = -k_1(x - l_1\theta) - k_2(x + l_2\theta) \quad (2.16)$$

$$J_0\ddot{\theta} = k_1(x - l_1\theta)l_1 - k_2(x + l_2\theta)l_2 \quad (2.17)$$

Persamaan 2.16 dan 2.17 dapat dituliskan kembali ke dalam bentuk matriks menjadi persamaan berikut:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -(k_1 l_1 - k_2 l_2) \\ -(k_1 l_1 - k_2 l_2) & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.18)$$

Pada persamaan 2.18 terdapat variabel x dan θ yang dapat menjadi tidak saling terikat jika syarat dari sistem terkopel $(k_1 l_1 - k_2 l_2)$ memiliki nilai sama dengan nol. Istilah terkopel digunakan dalam analisa getaran untuk menunjukkan adanya hubungan antara persamaan gerak. Gerak translasi dan rotasi dapat terjadi jika perpindahan dan torsi diberikan melalui titik pusat massa sebagai

kondisi awal. Selain itu, kedua gerak tersebut dapat terjadi jika $k_1 l_1 \neq k_2 l_2$. Jika terdapat sistem dinamis dengan 2 DOF diberikan suatu *viscous damping*, maka persamaan gerak secara umum sistem 2 DOF tersebut adalah:

$$\begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{22} & m_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.19)$$

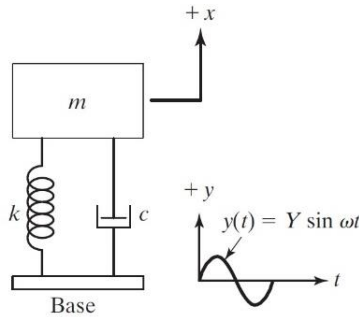
Persamaan diatas menunjukkan bahwa massa pertama dan kedua terkopel baik secara statis (elastis) maupun dinamis (massa). Jika matriks kekakuan tidak diagonal, maka sistem terkopel secara elastis atau elastis. Jika matriks redaman tidak diagonal, maka sistem terkopel secara redaman atau kecepatan. Sedangkan jika matriks massa tidak diagonal, maka sistem terkopel secara massa atau inersia. Pengkopelan secara kecepatan atau redaman dan massa termasuk ke dalam kopel dinamis. Untuk sistem dinamis dengan 2 DOF tanpa redaman dan tidak terkopel secara dinamis maupun statis memiliki bentuk persamaan matriks sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m_{11} & 0 \\ 0 & m_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & 0 \\ 0 & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.20)$$

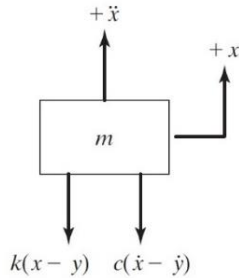
2.1.3 Base Motion

Suatu sistem getaran yang terdiri dari massa, pegas, dan peredam pada umumnya bertumpu pada suatu penyangga atau yang biasa disebut sebagai *base*. Gerak pada *base* tersebut dapat berupa gerak harmonik seperti pada gambar 2.5. Dari gambar tersebut diketahui bahwa $y(t)$ merupakan perpindahan *base* dan $x(t)$ adalah perpindahan massa dari titik setimbangnya pada interval waktu t . Hubungan antara kedua perpindahan tersebut dapat ditunjukkan pada *free body diagram* seperti pada gambar 2.6 dengan persamaan:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.21)$$



Gambar 2.5 Sistem getaran dengan gerak *base* berupa gerak harmonik^[13]



Gambar 2.6 *Free body diagram* massa m yang bertumpu pada *base*^[13]

Jika $y(t) = Y \sin \omega t$, maka persamaan 2.21 dapat diubah menjadi:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= ky + c\dot{y} \\ &= kY \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t \\ &= A \sin(\omega t - \alpha) \end{aligned}$$

dimana, $A = Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$ (2.22)

$$\alpha = \tan^{-1} \left(-\frac{c\omega}{k} \right)$$
 (2.23)

Persamaan 2.22 menunjukkan bahwa dengan memberikan gaya eksitasi Y pada *base* sebanding dengan memberikan gaya harmonik

dengan nilai A pada massa tersebut. Untuk *steady-state response* pada massa ($x_p(t)$), dapat ditunjukkan dengan persamaan:

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2+(c\omega)^2}}{[(k-m\omega^2)^2+(c\omega)^2]^{1/2}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \quad (2.24)$$

Jika diketahui,

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left(\frac{c\omega}{k-m\omega^2} \right) \quad (2.25)$$

maka persamaan *response* menjadi:

$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (2.26)$$

Nilai X dan ϕ didapatkan dari persamaan:

$$\frac{X}{Y} = \left[\frac{k^2+(c\omega)^2}{(k-m\omega^2)^2+(c\omega)^2} \right]^{1/2} = \left[\frac{1+(2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2+(2\zeta r)^2} \right]^{1/2} \quad (2.27)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left[\frac{mc\omega^3}{k(k-m\omega^2)+(c\omega)^2} \right] = \tan^{-1} \left[\frac{2\zeta r^3}{1+(4\zeta^2-1)r^2} \right] \quad (2.28)$$

Pada persamaan 2.27, $\frac{X}{Y}$ merupakan rasio perbandingan dari amplitudo pada *steady-state response* massa terhadap amplitudo pada perpindahan *base motion*. Rasio perbandingan tersebut dapat disebut juga sebagai *displacement transmissibility* dan dapat dinotasikan juga menjadi T_d . Sedangkan untuk r pada persamaan 2.27 dan 2.28 merupakan rasio perbandingan dari frekuensi pada osilasi yang terjadi terhadap frekuensi natural pada sistem yang berosilasi, dapat disebut juga sebagai *frequency ratio*.

Dapat diketahui dari persamaan 2.21, gerak massa relatif terhadap *base* adalah “ $x - y$ ”. Jika gerak tersebut dituliskan sebagai z maka persamaan 2.21 dapat dituliskan kembali menjadi

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -m\ddot{y} = m\omega^2 Y \sin \omega t \quad (2.29)$$

sehingga *steady-state response* $z(t)$ dapat dituliskan menjadi:

$$z(t) = \frac{m\omega^2 Y \sin(\omega t - \phi_1)}{[(k-m\omega^2)^2+(c\omega)^2]^{1/2}} \quad (2.30)$$

$$= Z \sin(\omega t - \phi_1) \quad (2.31)$$

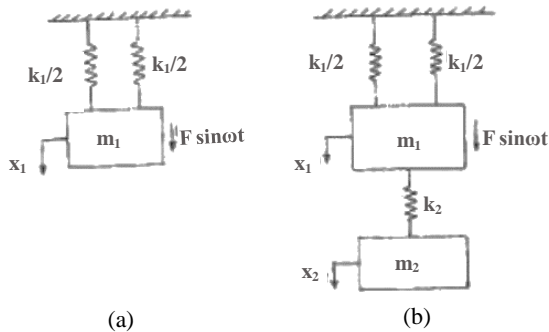
Pada persamaan 2.30 dan 2.31, nilai Z yang merupakan amplitudo pada $z(t)$ atau amplitudo *base motion* dan nilai ϕ_1 dapat dituliskan dalam bentuk persamaan:

$$Z = \frac{m\omega^2 Y}{\sqrt{(k-m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} = Y \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2.32)$$

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left(\frac{c\omega}{k-m\omega^2} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta r^2}{1-r^2} \right) \quad (2.33)$$

2.2 Dynamic Vibration Absorber

Dynamic Vibration Absorber (DVA) adalah suatu alat yang terdiri dari massa dan pegas yang terpasang pada suatu struktur atau sistem utama. Fungsi dari DVA tersebut adalah untuk mereduksi atau menghilangkan getaran yang tidak diinginkan pada suatu struktur atau sistem utama^[13]. Getaran yang tidak diinginkan tersebut pada umumnya terjadi ketika frekuensi eksitasi yang diberikan pada sistem utama besarnya mendekati atau sama dengan frekuensi natural dari sistem utama tersebut, atau dengan kata lain DVA digunakan untuk mengontrol resonansi pada keseluruhan sistem tersebut. Amplitudo getaran pada massa sistem utama yang diberi gaya eksitasi dapat bernilai nol dengan adanya pemasangan DVA yang mampu bergetar bebas^[14]. Pada umumnya, DVA dapat digunakan secara efektif jika getaran pada sistem utama hanya memiliki satu komponen frekuensi. Selain itu, penambahan DVA akan efektif pada sistem utama dengan rentang frekuensi operasi yang sempit^[15]. Skema sistem utama yang mengalami suatu getaran akibat adanya gaya eksitasi dan skema sistem utama dengan penambahan DVA dapat dilihat pada gambar 2.7.

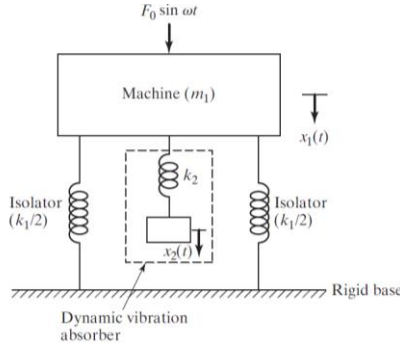


Gambar 2.7 Sistem utama (a) tanpa DVA dan (b) dengan DVA^[14]

Dari gambar 2.7(a), diketahui bahwa sistem utama tanpa penambahan DVA merupakan sistem 1 DOF. Sedangkan dengan adanya penambahan DVA pada massa utama akan menghasilkan sistem dengan 2 DOF. Hal tersebut juga menyebabkan keseluruhan sistem tersebut memiliki dua frekuensi natural. Dalam analisa DVA, perlu memodelkan keseluruhan struktur sebagai sistem 1 DOF. Suatu DVA dirancang untuk menjauhkan rentang frekuensi keseluruhan sistem utama terhadap frekuensi eksitasi yang diberikan^[13].

2.2.1 Undamped Dynamic Vibration Absorber

Sistem *undamped dynamic vibration absorber* merupakan sistem sederhana dari penggunaan DVA pada suatu sistem utama. Sistem DVA terdiri dari suatu massa utama m_1 berupa mesin, dan massa DVA m_2 yang dihubungkan dengan pegas yang memiliki konstanta kekakuan k_2 . Skema pemodelan dari sistem utama dengan penambahan *undamped dynamic vibration absorber* dapat dilihat pada gambar 2.8.



Gambar 2.8 Skema sistem utama dengan penambahan *undamped DVA*^[13]

Dengan adanya penambahan massa m_2 pada mesin dengan massa m_1 seperti pada gambar 2.8, maka persamaan gerak dari kedua massa tersebut dapat dirumuskan menjadi:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.34)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (2.35)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian untuk gerak harmonik, yaitu:

$$x_j(t) = X_j \sin \omega t \quad ; \quad j = 1, 2$$

maka dapat diperoleh amplitudo *steady-state* dari m_1 dan m_2 sebagai berikut:

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.36)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.37)$$

Untuk menghindari getaran yang tidak diinginkan pada massa utama m_1 , maka perlu dilakukan reduksi amplitudo massa utama X_1 tersebut. Numerator dari persamaan 2.36 harus bernilai nol untuk mendapatkan amplitudo X_1 dengan nilai nol. Oleh karena itu, dapat ditentukan persamaan sebagai berikut:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (2.38)$$

Jika mesin atau massa utama tanpa adanya penambahan DVA beroperasi di daerah resonansi, maka frekuensi natural massa utama adalah:

$$\omega^2 \approx \omega_1^2 = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.39)$$

Dengan merancang DVA hingga memiliki frekuensi natural yang sama dengan frekuensi natural mesin atau massa utama, maka dapat dilakukan substitusi persamaan 2.38 dan 2.39 menjadi:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.40)$$

Dapat diketahui bahwa:

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \quad \omega_1 = \left(\frac{k_1}{m_1}\right)^{1/2} \quad (2.41)$$

$$\omega_2 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{1/2} \quad (2.42)$$

Jika amplitudo getaran pada mesin ketika beroperasi pada frekuensi resonansi menjadi bernilai nol dengan mendefinisikan persamaan 2.41 sebagai frekuensi natural dari mesin atau sistem utama dan persamaan 2.42 sebagai frekuensi natural dari sistem DVA, maka persamaan 2.36 dan 2.37 dapat dituliskan kembali menjadi:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.43)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.44)$$

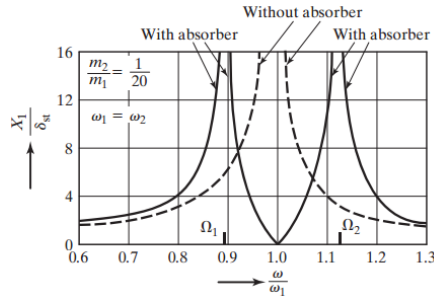
Pada saat diperoleh nilai dari amplitudo massa utama $X_1 = 0$ pada $\omega = \omega_1$, maka dapat ditentukan nilai dari X_2 adalah sebagai berikut:

$$X_2 = -\frac{k_1}{k_2} \delta_{st} = -\frac{F_0}{k_2} \quad (2.45)$$

Dari persamaan 2.45, dapat diketahui bahwa gaya yang diberikan oleh pegas arahnya berlawanan terhadap gaya eksitasi dan akan mereduksi atau menghilangkan gaya eksitasi pada X_1 hingga mendekati nilai nol. Bentuk dari DVA tersebut dapat diperoleh dari persamaan:

$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \quad (2.46)$$

Oleh karena itu, dapat diketahui dari persamaan 2.46 bahwa nilai dari k_2 dan m_2 yang dapat digunakan diperoleh dari nilai amplitudo DVA X_2 yang diperbolehkan. Variasi dari amplitudo massa utama (X_1/δ_{st}) dengan kecepatan sudut massa utama (ω/ω_1) ditunjukkan pada Gambar 2.9. Pada gambar 2.9 tersebut, terdapat dua puncak dari grafik yang sesuai dengan jumlah frekuensi natural dari sistem keseluruhan yang tersusun.



Gambar 2.9 Pengaruh *undamped* DVA terhadap respon massa utama^[13]

Dengan mereduksi getaran pada frekuensi ω tertentu, akan menimbulkan adanya dua frekuensi resonansi Ω_1 dan Ω_2 pada respon sistem utama dimana nilai dari amplitudo sistem utama tidak terhingga. Untuk menghindari terjadinya getaran yang tidak diinginkan maka dalam praktiknya, frekuensi operasional ω harus berada jauh dari Ω_1 dan Ω_2 . Nilai dari Ω_1 dan Ω_2 diperoleh dengan membuat denominator persamaan 2.43 menjadi nol, mengingat bahwa:

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{k_2}{m_2} \frac{m_2}{m_1} \frac{m_1}{k_1} = \frac{m_2}{m_1} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \quad (2.47)$$

sehingga persamaan 2.43 dapat dituliskan kembali menjadi:

$$\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2 \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right] + 1 = 0 \quad (2.48)$$

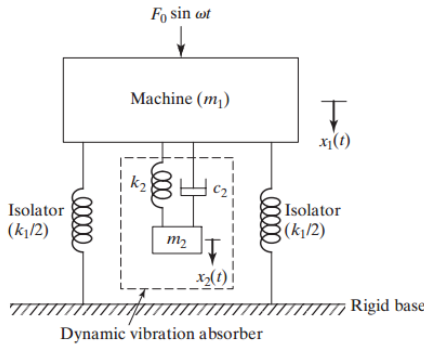
Dari persamaan 2.48 dapat diketahui nilai akar-akar dengan persamaan:

$$\left(\frac{\Omega_1}{\omega_2}\right)^2 \left(\frac{\Omega_2}{\omega_2}\right)^2 = \frac{\left\{ \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right] \pm \left\{ \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right]^2 - 4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 \right\}^{1/2} \right\}}{2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2} \quad (2.49)$$

dimana persamaan 2.49 merupakan fungsi dari (m_2/m_1) dan (ω_2/ω_1) .

2.2.2 Undamped Dynamic Vibration Absorber

Undamped Dynamic Vibration Absorber yang telah dijelaskan sebelumnya merupakan DVA yang berfungsi untuk menghilangkan puncak resonansi yang tinggi pada grafik respon sistem utama, tetapi dapat menghasilkan dua puncak baru sehingga mesin tetap mengalami amplitudo yang besar saat di puncak pertama selama *start-up* dan *stopping*. Amplitudo dari sistem utama ini dapat direduksi dengan menambahkan *damped dynamic vibration absorber* seperti yang terlihat pada gambar 2.10.



Gambar 2.10 Skema sistem utama dengan penambahan *damped* DVA^[13]

Dari gambar 2.10 dapat ditentukan persamaan gerak dari kedua massa tersebut, yaitu:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.50)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2.51)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian untuk gerak harmonik, yaitu:

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad j = 1, 2 \quad (2.52)$$

maka dapat diperoleh amplitudo *steady state* dari m_1 dan m_2 dari persamaan:

$$X_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2 \omega^2] + i c_2 \omega (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)} \quad (2.53)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 + i c_2 \omega)}{(k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)} \quad (2.54)$$

Diketahui bahwa, $\mu = m_2/m_1$ = Rasio massa

$\delta_{st} = F_0/kI$ = Defleksi statis pada sistem

$\omega_a^2 = k_2/m_2$ = Kuadrat dari frekuensi natural pada *absorber*

$\omega_n^2 = k_1/m_1$ = Kuadrat dari frekuensi natural pada massa utama

$f = \omega_a/\omega_n$ = Rasio frekuensi natural

$g = \omega/\omega_n$ = Rasio frekuensi gaya

$cc = 2m\omega_n$ = Konstanta *Critical damping*

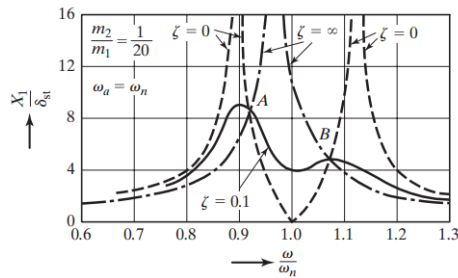
$\zeta = c_2/c_c$ = Rasio redaman

Sehingga nilai X_1 dan X_2 juga dapat dituliskan kembali menjadi persamaan:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2 \zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2 \zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.55)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2 \zeta g)^2 + f^4}{(2 \zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.56)$$

Grafik dari $\left| \frac{X_1}{\delta_{st}} \right|$ terhadap rasio frekuensi gaya (g) dengan variasi nilai ζ serta nilai f dan μ tertentu ditunjukkan oleh gambar 2.11. Dapat diketahui bahwa ketika redaman bernilai nol ($c_2 = \zeta = 0$), maka resonansi terjadi pada dua frekuensi natural yang tidak teredam dari sistem. Ketika redaman tidak terhingga ($\zeta = \infty$), massa utama dan massa absorber bekerja bersamaan sehingga seolah-olah sistem menjadi SDOF. Sedangkan saat redaman bernilai tertentu ($\zeta=0.1$), puncak dari X_1 bernilai minimum.

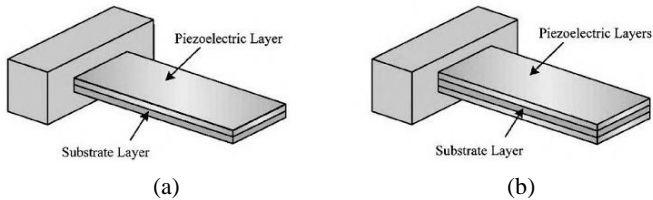


Gambar 2.11 Pengaruh *damped DVA* terhadap respon massa utama^[13]

2.3 Piezoelektrik

Piezoelektrik merupakan suatu alat atau material yang mampu menyebabkan terjadinya perubahan antara energi mekanik dan energi listrik. Efek piezoelektrik merupakan *reversible*, atau dengan kata lain jika diberikan suatu tegangan mekanik maka dapat menghasilkan tegangan listrik dan akan menyebabkan perubahan bentuk dari material solid piezoelektrik dengan jumlah yang kecil^[9]. Untuk memanfaatkan energi mekanik dari suatu susunan alat, piezoelektrik harus tersambung dengan penyangga atau struktur utama yang bergerak, sehingga energi mekanik dapat berpindah secara efektif. Alat piezoelektrik yang digunakan pada eksperimen ini adalah piezoelektrik jenis *cantilever beam* dengan massa di bagian ujung batang untuk menyesuaikan frekuensi dan meningkatkan regangan. Batang *cantilever* dapat didesain dengan frekuensi dasar tertentu sehingga ketika terpasang pada penyangga

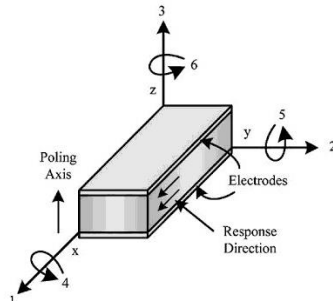
dalam struktur utama yang bergetar secara harmonik, batang tersebut akan beresonansi dan dapat menghasilkan amplitudo defleksi yang besar. Gambar 2.12(a) dan 2.12(b), berturut-turut menunjukkan susunan *unimorph piezoelectric* (terdapat satu lapisan piezoelektrik dan lapisan *substrate*) dan *bimorph piezoelectric* (terdapat satu lapisan *substrate* dengan dua lapisan piezoelektrik)^[9].



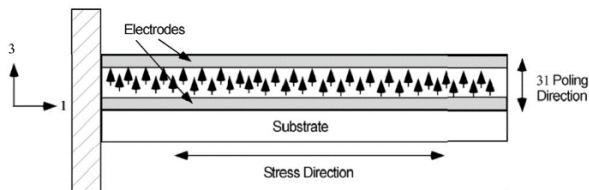
Gambar 2.12 Susunan (a) *unimorph piezoelectric* dan (b) *bimorph piezoelectric*^[9]

Lapisan piezoelektrik merupakan material dinamis yang menghasilkan muatan listrik sebanding dengan perubahan tegangan mekanik yang terjadi. Perhitungan yang melibatkan aktivitas piezoelektrik harus memperhitungkan arah yang terjadi. Terdapat ketentuan penulisan dengan menggunakan dua buah *subscript*. Penulisan notasi *subscript* yang pertama merepresentasikan arah energi listrik dan yang kedua merepresentasikan arah dari energi mekanik yang diberikan^[11]. Perlu diketahui bahwa material piezoelektrik merupakan material yang pada umumnya mengalami polarisasi sejajar dengan arah koordinat sumbu 3 atau arah koordinat sumbu z . Gambar 2.13 menunjukkan enam koordinat yang dapat dinotasikan sebagai sumbu 1, 2, dan 3 (bersesuaian dengan arah sumbu x , y , dan z), serta sumbu 4, 5, dan 6 merepresentasikan arah terjadinya gaya atau tegangan geser dari sumbu 1, 2, dan 3 secara berturut-turut. Pada *piezoelectric cantilever beam* yang digunakan dalam eksperimen ini, mode yang digunakan adalah mode 31 dimana elektrodanya tegak lurus terhadap sumbu 3 dan respon tegangan atau regangannya berada pada sumbu 1. Pada batang *cantilever*

dengan mode 31 , elektroda menutup seluruh material piezoelektrik, sehingga medan listrik akan selalu berada pada arah normal terhadap elektroda atau tegak lurus terhadap tegangan pada lengkungan batang^[9]. Skema koordinat pada piezoelektrik batang *cantilever* mode 31 dan arah polarisasi pada mode tersebut secara berturut-turut dapat dilihat pada gambar 2.13 dan gambar 2.14.



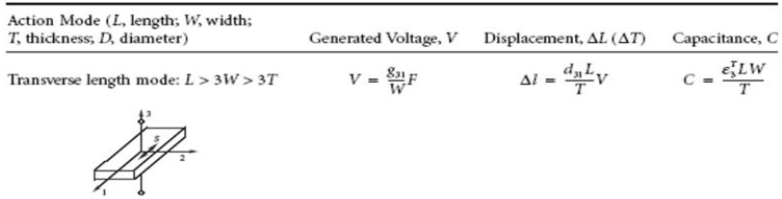
Gambar 2.13 Enam koorinat piezoelektrik dengan penggunaan mode 31 ^[9].



Gambar 2.14 Arah polarisasi pada elektroda dan *substrate* dengan mode 31 ^[2]

Kondisi osilasi dan deformasi yang terjadi pada komponen piezoelektrik dapat ditentukan dari bentuk geometri piezoelektrik yang digunakan, *properties* mekanik dan elastisitas komponen, serta arah medan listrik maupun polarisasi yang terjadi^[16]. Mode dari getaran pada komponen piezoelektrik dengan jenis batang *cantilever* dapat dilihat pada gambar 2.15. Sedangkan untuk nilai konstanta yang dapat digunakan dalam menentukan karakteristik

piezoelektrik dengan jenis PVDF maupun keramik, dapat dilihat pada gambar 2.16.



Gambar 2.15 Energi bangkitan, perpindahan, dan kapasitansi material piezoelektrik^[6]

Property	Units	PVDF Film	PZT	BaTiO ₃
Density	10 ³ kg/m ³	1.78	7.5	5.7
Relative Permittivity	ϵ/ϵ_0	12	1,200	1,700
<i>d</i> ₃₁ Constant	(10 ⁻¹²)C/N	23	110	78
<i>g</i> ₃₁ Constant	(10 ⁻³)Vm/N	216	10	5
k_{31} Constant	% at 1 KHz	12	30	21
Acoustic Impedance	(10 ⁶)kg/m ² -sec.	2.7	30	30

Gambar 2.16 Perbandingan piezoelektrik PVDF dan keramik (PZT dan BaTiO₃)^[11]

Voltase bangkitan yang dihasilkan oleh material piezoelektrik disebabkan oleh adanya muatan yang berbeda antar partikel dalam piezoelektrik. Ketika material piezoelektrik tersebut dikenai gaya eksternal atau mengalami defleksi, maka jarak antar partikel akan berubah^[16]. Keterkaitan antara energi mekanik seperti regangan maupun tegangan, serta medan listrik maupun densitas flux listrik, merupakan bentuk linear dengan nilai koefisiennya konstan^[17]. Untuk mendapatkan besar nilai tegangan yang dibangkitkan (*V*) dari elemen piezoelektrik, selain menggunakan persamaan pada gambar 2.15, dapat digunakan juga persamaan^[11]:

$$V_0 = g_{3n}X_nt \ ; (n = 1, 2, 3)$$

(2.57)

dimana, *V*₀ = Voltase output

*g*_{3*n*} = *Piezoelectric voltage constant* (sesuai sumbu tegangan yang diberikan)

X_n = Tegangan yang diberikan pada arah yang sama
 t = Ketebalan lapisan piezoelektrik

Piezoelectric voltage constant (g) adalah medan listrik yang dibangkitkan oleh material piezoelektrik per-unit tegangan mekanik yang diberikan, atau pengertian lainnya adalah regangan mekanik yang terjadi pada material piezoelektrik per-unit perpindahan listrik yang diberikan^[16]. Persamaan yang dapat digunakan untuk menentukan *piezoelectric voltage constant* pada persamaan 2.57 adalah:

$$g_{3n} = \frac{d_{3n}}{\varepsilon^T_{33}} \quad (2.58)$$

dimana, g = *Piezoelectric voltage constant* (Vm/N)
 d = *Piezoelectric charge constant* (C/N)
 ε = *Permittivity* (f/m)

Piezoelectric charge constant (d) adalah polarisasi yang dibangkitkan per-unit tegangan mekanik (T) yang diaplikasikan pada material piezoelektrik, atau pengertian lainnya adalah regangan mekanik (S) yang terjadi pada material piezoelektrik per-unit medan listrik yang diberikan. Sedangkan untuk *Permittivity* atau *dielectric constant* (ε) pada material piezoelektrik merupakan perpindahan dielektrik per-unit medan listrik. Diketahui ε^T adalah *permittivity* pada tegangan konstan, sedangkan ε^S adalah *permittivity* pada regangan konstan^[16]. Dari gambar 2.15, diketahui hubungan antara *permittivity* dan kapasitansi. Sehingga dapat diperoleh persamaan untuk menentukan *permittivity* jika diketahui kapasitansi yang dimiliki piezoelektrik.

$$\varepsilon^T_3 = \frac{C \cdot t}{l \cdot w} \quad (2.59)$$

dimana, C = Kapasitansi (f)
 l = Panjang piezoelektrik (m)
 t = Ketebalan piezoelektrik (m)
 w = Lebar piezoelektrik (m)

Jika persamaan 2.58 dan 2.59 disubstitusi ke persamaan 2.57 untuk menentukan voltase output, maka dapat diperoleh persamaan:

$$V_0 = \frac{d_{3n} \cdot X_n \cdot t \cdot l \cdot w}{C \cdot t} \quad (2.60)$$

Material piezoelektrik memiliki nilai kekakuan atau elastisitas yang dapat dilihat dari suatu indikator yaitu Modulus Young (Y). Besar nilai modulus Young ditentukan dari perbandingan nilai tegangan yang diberikan ke material dengan nilai regangan yang dihasilkan pada arah yang sama. Persamaan yang dapat digunakan untuk menentukan modulus Young adalah:

$$Y = \frac{X_n}{\Delta l / l} \quad (2.61)$$

dimana, Y = Modulus Young (N/m^2)

F = Gaya (N)

X_n = Tegangan diberikan pada arah yang sama (N/m^2)

l = Panjang piezoelektrik (m)

Δl = Perubahan panjang piezoelektrik (m)

Pada material PVDF, besar nilai dari modulus Young berada pada range 2×10^9 N/m^2 hingga 4×10^9 N/m^2 ^[11]. Jika diketahui nilai modulus Young pada material piezoelektrik tertentu, maka dapat dilakukan substitusi kembali persamaan 2.61 ke persamaan 2.60, sehingga diperoleh persamaan:

$$V_0 = \frac{d_{3n} \cdot Y \cdot \Delta l \cdot w}{C} \quad (2.62)$$

dimana, V_0 = Voltase output

d = Piezoelectric charge constant (C/N)

Y = Modulus Young (N/m^2)

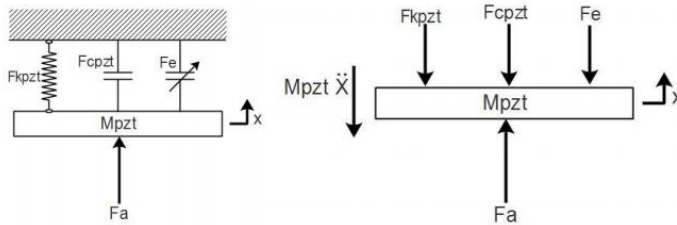
Δl = Perubahan panjang piezoelektrik (m)

C = Kapasitansi (f)

w = Lebar piezoelektrik (m)

2.3.1 Analisa Material *Cantilever Piezoelectric*

Piezoelektrik dapat digunakan untuk mengonversi energi mekanik dari suatu getaran menjadi energi listrik yang dikenal sebagai *piezoelectric energy harvesting*. Piezoelektrik harus tersambung secara mekanik dengan penyangga pada struktur utama yang bergetar agar energi getaran dapat berpindah secara efektif dan dapat dimanfaatkan^[9]. Untuk memperoleh persamaan gerak dari material piezoelektrik, perlu dilakukan analisa gerak sistem yang dapat ditunjukkan oleh *free body diagram* seperti pada gambar 2.17.



Gambar 2.17 *Free body diagram* piezoelektrik pada *energy harvesting*^[12]

Dari *free body diagram* pada gambar 2.17, dapat ditentukan persamaan kesetimbangan gaya yang dapat digunakan dalam analisa piezoelektrik, yaitu^[12]:

$$F_a = M_{pzt} \ddot{x} + F_{c_{pzt}} + F_{k_{pzt}} + F_e \quad (2.63)$$

$$F_a(t) = M_p \ddot{x}(t) + c_p \dot{x}(t) + k_p x(t) + \Theta V_p(t) \quad (2.64)$$

dimana, F_a = Gaya eksitasi (N)

F_e = Gaya akibat pembebanan listrik piezoelektrik (N)

M_p = Massa piezoelektrik (kg)

c_p = Konstanta redaman dari batang *cantilever* (N.s/m)

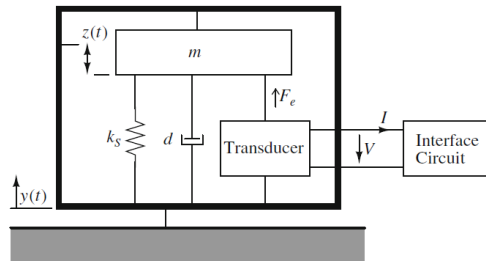
k_p = Konstanta kekakuan piezoelektrik (N/m)

V_p = Voltase bangkitan pada piezoelektrik (V)

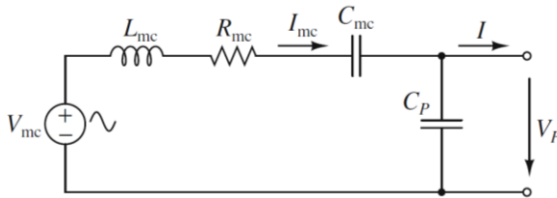
Θ = *Coupling factor*

2.3.2 Pemodelan pada *Vibration Energy Harvester*

Suatu sistem dinamis yang digunakan sebagai *energy harvester*, dapat dimodelkan sebagai susunan massa, pegas, dan peredam, yang diberikan suatu gaya harmonik dan dilengkapi dengan rangkaian *energy harvester* yang menghasilkan listrik. Skema dari sistem secara keseluruhan tersebut dapat dilihat pada gambar 2.18. Sedangkan untuk susunan dari rangkaian listrik sistem *vibration energy harvester* yang telah disederhanakan dan sesuai dengan sistem tersebut dapat dilihat pada gambar 2.19.



Gambar 2.18 Skema *energy harvester* menggunakan piezoelektrik jenis *cantilever*^[5].



Gambar 2.19 Pemodelan rangkaian elektro-mekanis ekuivalen pada *energy harvester*^[5]

Berdasarkan gambar 2.18, untuk melakukan analisa pemodelan maka perlu diketahui persamaan dasar pada sistem *kinetic energy harvester*. Persamaan tersebut diperoleh dari persamaan kesetimbangan gaya seperti pada persamaan 2.63 dan 2.64 atau dapat ditulis kembali sesuai dengan pemodelan gambar 2.18 sebagai berikut^[5]:

$$F_i = m_p \ddot{z} + d_p \dot{z} + k_p z + F_e \quad (2.65)$$

$$m \ddot{y} = m_p \ddot{z} + d_p \dot{z} + k_p z + \Gamma V_p \quad (2.66)$$

Dari persamaan 2.65 dan 2.66, diketahui bahwa F_i atau ma merupakan gaya eksternal yang diberikan pada sistem *energy harvester*. Sedangkan F_e atau ΓV_p merupakan gaya pelawan yang dapat dikatakan juga sebagai gaya peredam dari material piezoelektrik atau gaya *coupling*^[5]. Selain ditinjau dari persamaan kesetimbangan gaya, berdasarkan gambar 2.19 juga dapat diketahui persamaan pada rangkaian listrik ekuivalen yaitu sebagai berikut^[5]:

$$V_{mc} = L_{mc} \frac{dI_{mc}}{dt} + R_{mc} I_{mc} + \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt + V_p \quad (2.67)$$

Pada persamaan 2.67, nilai dari V_{mc} , L_{mc} , R_{mc} , C_{mc} , dan Γ dapat diperoleh dari:

$$V_{mc} = \frac{F_i}{\Gamma} ; L_{mc} = \frac{m}{\Gamma^2} ; R_{mc} = \frac{d_p}{\Gamma^2} ; C_{mc} = \frac{\Gamma^2}{k_p} ; \Gamma = k_{31} \sqrt{k_p C_p}$$

dimana, $F_i = m \cdot \ddot{y} = m \cdot a$ = Gaya lendutan dari eksitasi (N)

F_e = Gaya pelawan akibat pembebanan listrik piezoelektrik (N)

m_p = Massa (kg)

d_p = Konstanta redaman ekuivalen piezoelektrik (N.s/m)

k_p = Konstanta kekakuan ekuivalen piezoelektrik (N/m)

C_p = Kapasitansi piezoelektrik (F)

k_{31} = *Electromechanical coupling factor*

V_p = Voltase bangkitan (V)

V_{mc} = Sumber tegangan pemodelan *piezoelectric harvester* (V)

L_{mc} = Induktansi pemodelan *piezoelectric harvester* (H)

R_{mc} = Resistansi pemodelan *piezoelectric harvester* (Ω)

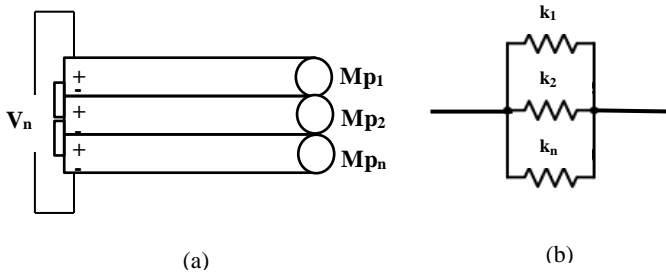
C_{mc} = Kapasitansi pemodelan *piezoelectric harvester* (F)

I_{mc} = Arus listrik pemodelan *piezoelectric harvester* (A)

Γ = *Generalized electromechanical coupling factor* (A.s/m)

2.3.3 Penyusunan Piezoelektrik

Dalam pemanfaatan energi getaran yang berlebihan dari suatu sistem pada proses *vibration energy harvesting*, suatu piezoelektrik harus tersambung dengan penyangga atau struktur utama sistem tersebut. Material piezoelektrik yang digunakan dapat disusun secara seri maupun paralel. Jika piezoelektrik yang digunakan disusun secara paralel, maka konstanta kekakuan pegas dari material piezoelektrik juga akan tersusun secara paralel^[3]. Susunan paralel material piezoelektrik dan bentuk susunan konstanta kekakuan pegas pada material piezoelektrik secara berturut-turut dapat dilihat pada gambar 2.20(a) dan 2.20(b).



Gambar 2.20 Susunan paralel dari (a) piezoelektrik dan (b) konstanta kekakuannya^[3]

Dari gambar 2.20, dapat diketahui sifat mekanik pada piezoelektrik yang disusun secara paralel sebagai berikut^[3]:

- Untuk satu material piezoelektrik:

$$F_k = k_p \cdot x \quad (2.68)$$

- Untuk piezoelektrik dengan jumlah n yang disusun secara paralel:

$$F_k = k_{p_{eq}} \cdot x \quad (2.69)$$

dimana, $k_{p_{eq}} = n \cdot k_p$

- Untuk jumlah massa seluruh piezoelektrik yang tersusun:

$$M_{peq} = M_{p_1} + M_{p_2} + \dots + M_{p_n}$$

Jika diketahui massa setiap piezoelektrik yang digunakan besarnya sama, maka:

$$M_{peq} = n \cdot M_p \quad (2.70)$$

Selain dengan menggunakan susunan piezoelektrik secara paralel, susunan lain yang dapat digunakan adalah susunan seri dengan nilai voltase bangkitan yang dihasilkan oleh piezoelektrik dapat diperoleh dari persamaan^[3]:

$$V_n = V_{p_1} + V_{p_2} + \dots + V_{p_n} \quad (2.71)$$

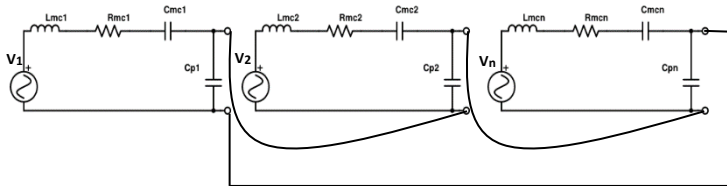
Jika nilai dari V_{p_1} , V_{p_2} , hingga V_{p_n} besarnya adalah sama, maka:

$$V_n = n \cdot V_p \quad (2.72)$$

Selain voltase bangkitan, nilai arus yang dihasilkan piezoelektrik yang tersusun seri adalah:

$$I_n = I_1 = I_2 = \dots = I_n \quad (2.73)$$

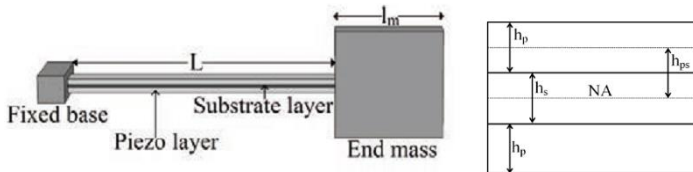
Dari persamaan 2.71, 2.72, dan 2.73, dapat diketahui bahwa voltase bangkitan yang dihasilkan oleh susunan seri piezoelektrik akan semakin meningkat sesuai dengan bertambahnya jumlah material piezoelektrik. Hal tersebut berkebalikan dengan nilai arus yang dihasilkan, dimana nilai arus masing-masing piezoelektrik besarnya sama dengan arus yang ada pada keseluruhan susunan piezoelektrik. Susunan seri piezoelektrik tersebut dapat dilihat pada gambar 2.21.



Gambar 2.21 Susunan seri piezoelektrik^[3]

2.4 Penelitian Terdahulu

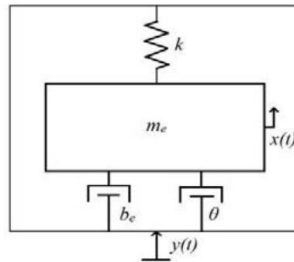
Telah banyak dilakukan penelitian sejenis yang berkaitan dengan penelitian tugas akhir ini mengenai penggunaan piezoelektrik untuk *energy harvesting* yang berasal dari getaran pada suatu sistem. Penelitian yang berkaitan tersebut sebelumnya pernah dilakukan oleh Sushanta Kundu^[7]. Dalam jurnalnya dibahas pemodelan *vibration energy harvesting* berupa sistem getaran yang terdiri dari pegas, massa, peredam, serta *cantilever piezoelectric* dengan massa pada bagian ujungnya. Tegangan pada material piezoelektrik yang digunakan untuk mengetahui energi listrik yang dapat dihasilkan, diperoleh pada sepanjang batang dengan input gaya eksitasi dalam bentuk *sinusoidal*. Selain itu, pemodelan ini juga bertujuan untuk memperoleh frekuensi resonansi, perpindahan dari massa pada bagian ujung piezoelektrik, dan tegangan listrik pada beban resistif.



Gambar 2.22 Skema piezoelektrik^[7].

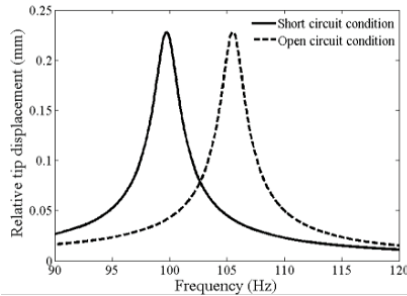
Piezoelektrik dengan jenis *cantilever* memiliki kemampuan untuk mengalami resonansi pada frekuensi yang rendah dan peningkatan tegangan yang tinggi. Skema dari piezoelektrik yang digunakan dapat dilihat pada skema gambar 2.22. Pada gambar tersebut dapat dilihat skema *bimorph piezoelectric* dan penampang melintang piezoelektrik, dimana *NA* merupakan sumbu netral pada batang, h_p merupakan ketebalan lapisan piezoelektrik, h_s merupakan ketebalan lapisan *substrate*, dan h_{ps} merupakan jarak antara sumbu tengah lapisan piezoelektrik dengan sumbu netral keseluruhan batang piezoelektrik. Sedangkan untuk skema sistem getaran yang digunakan sebagai *energy harvester* dapat dilihat pada gambar 2.23. Pada skema tersebut, diketahui m_e adalah massa

ekuivalen, k adalah konstanta kekakuan pegas, b_e adalah konstanta redaman mekanis, dan θ merupakan koefisien redaman dari energi listrik yang terinduksi. Sedangkan $y(t)$ dan $x(t)$ secara berturut-turut merupakan perpindahan dari *base* akibat *input* getaran dan perpindahan piezoelektrik yang bergerak relatif terhadap *base* yang bergetar.



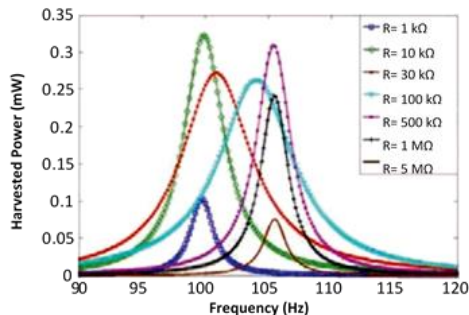
Gambar 2.23 Skema sistem dinamis sebagai *energy harvester*^[7]

Pada penelitian tersebut, hasil akhir dari penurunan persamaan secara matematis selanjutnya akan disimulasikan pada MATLAB dan akan dibandingkan dengan hasil dari analisa *finite element* menggunakan *software* COMSOL Multiphysics. Hasil yang diperoleh akan digunakan untuk menentukan frekuensi resonansi, perpindahan massa piezoelektrik, serta daya yang dihasilkan. Dalam melakukan analisa dari hasil yang diperoleh, tinjauan analisa yang ditentukan adalah analisa *short circuit-open circuit*, serta analisa pengaruh dari beban resistansi. Pada analisa *short circuit* dan *open circuit*, dapat diketahui nilai konstanta kekakuan material piezoelektrik dipengaruhi oleh pembebanan listriknya. Pada gambar 2.24, perpindahan relatif dari piezoelektrik digunakan sebagai fungsi frekuensi *input* dimana frekuensi resonansi dari *short circuit* dan *open circuit* berturut-turut adalah 99,80 Hz dan 105,50 Hz.



Gambar 2.24 Grafik *displacement* massa piezoelektrik terhadap frekuensi eksitasi yang didapatkan dari analisa pemodelan^[7]

Dengan tinjauan analisa lainnya, yaitu analisa pengaruh dari beban resistansi, dapat diketahui nilai daya yang dihasilkan oleh piezoelektrik dari pemodelan matematis dengan variasi beban resistansi seperti pada gambar 2.25. Gambar tersebut menunjukkan daya yang dihasilkan terhadap frekuensi resonansi dengan pembebanan resistansi tertentu yang diberikan. Jika pembebanan eksternal yang diberikan meningkat dari nilai yang rendah, maka frekuensi resonansi bergerak secara bertahap menuju frekuensi resonansi dari *open circuit* dan daya yang dihasilkan akan berubah.

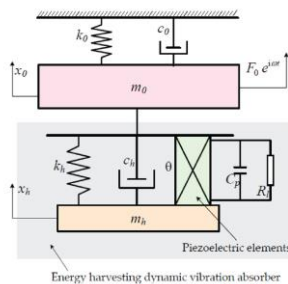


Gambar 2.25 Grafik daya terhadap frekuensi untuk beberapa beban resistansi yang berbeda dan diperoleh dengan pemodelan matematis^[7]

Berdasarkan gambar 2.25, daya yang dihasilkan dipengaruhi oleh beban resistansi yang diberikan. Untuk memperoleh daya maksimum dari *energy harvester*, maka frekuensi eksitasi harus bernilai sama dengan frekuensi natural sistem yang bergetar, serta beban resistansi yang diberikan harus pada nilai optimal. Beban resistansi pada nilai optimal dapat ditentukan dengan menurunkan persamaan daya pada frekuensi resonansi yang berkaitan dengan beban resistansi R , dan menjadikan hasil nilai dari persamaan bernilai sama dengan nol. Beban resistansi optimal untuk penyusunan piezoelektrik secara paralel diketahui besarnya $10,3 \text{ k}\Omega$ dengan daya yang dihasilkan $0,323 \text{ mW}$ serta perpindahan dari massa ujung batang piezoelektrik sebesar $127 \text{ }\mu\text{m}$.

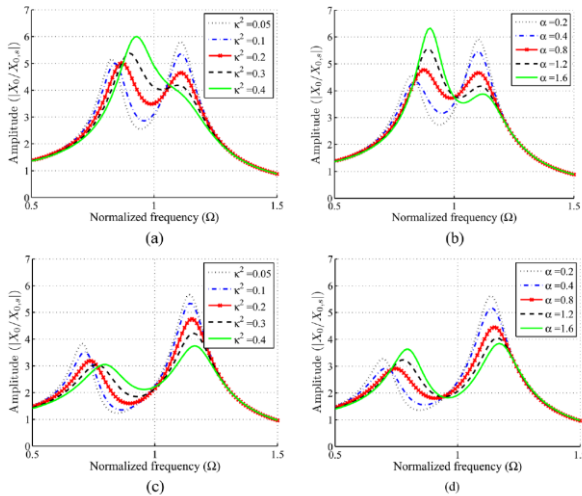
Pada kondisi *short circuit*, nilai redaman besarnya minimum dan perpindahan massa pada ujung batang piezoelektrik besarnya maksimum. Dengan beban resistansi yang meningkat, maka perpindahan piezoelektrik akan mulai mengalami penurunan hingga nilai minimum pada beban resistansi $R = 1/(2\omega C_p)$, dan selanjutnya perpindahannya akan meningkat hingga mencapai nilai maksimum pada kondisi *open circuit*.

Pengembangan penelitian juga telah dilakukan oleh Sondipon Adhikari^[1]. Pada jurnal penelitiannya, dilakukan analisa peredam getaran sebagai *energy harvesting* serta bertujuan untuk mengontrol getaran struktur utama dan menentukan rancangan dari *energy harvesting dynamic vibration absorber (EHDVA)*. Skema dari *EHDVA* tersebut dapat dilihat pada gambar 2.26.



Gambar 2.26 Skema *EHDVA* yang ditambahkan pada sistem getaran *SDOF*^[1]

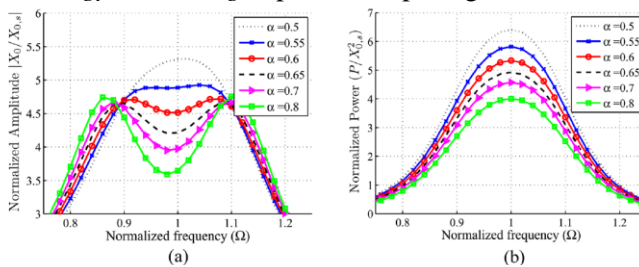
Berdasarkan gambar 2.26, struktur utama dapat diasumsikan sebagai sistem *single degree-of-freedom*. Massa, konstanta kekakuan, dan konstanta redaman dari struktur utama secara berturut-turut dapat dituliskan sebagai m_0 , k_0 , dan c_0 . Sedangkan *energy harvesting* dari DVA memiliki massa ekuivalen, konstanta kekakuan ekuivalen, dan redaman ekuivalen yang secara berturut-turut dapat dituliskan sebagai m_h , k_h , dan c_h . Untuk tinjauan secara elektrik, nilai kapasitansi dan resistansi ditunjukkan oleh C_p dan R_l . Sedangkan penulisan θ merupakan *coupling factor* yang menunjukkan sambungan antara sistem jika ditinjau secara elektrik dan mekanik pada *energy harvester*. Perpindahan struktur utama dan massa *absorber* ditunjukkan oleh x_0 dan x_h . Tegangan dituliskan sebagai v dan eksitasi harmonik yang diberikan pada struktur utama dituliskan sebagai F_0 . Grafik respon perpindahan struktur utama yang ditambahkan *EHDVA* dengan variasi rasio massa (μ), konstanta waktu tinjauan sistem elektrik (k^2), dan konstanta waktu (α) dapat dilihat pada gambar 2.27.



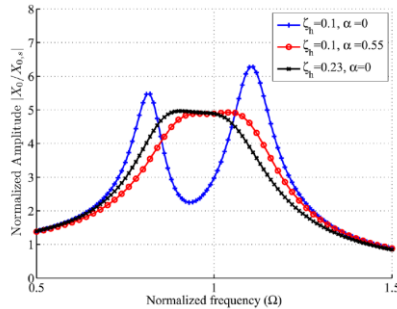
Gambar 2.27 Variasi k^2 dan variasi α pada respon perpindahan struktur utama dengan *EHDVA* terhadap konstanta frekuensi eksitasi (Ω) (a)(b) dengan rasio redaman pada DVA $\zeta_h=0.01$, serta (c)(d) tanpa menggunakan peredam^[1]

Untuk menghasilkan rancangan yang baik, sistem tersebut harus ditinjau dari sisi mekanik dan elektrik. Secara mekanik, untuk mengoptimalkan kemampuan peredam getaran oleh DVA dapat dilakukan dengan dua cara, antara lain dengan mengoptimalkan parameter *tuning* dan mengoptimalkan faktor redaman DVA. Pada parameter *tuning*, komponen yang perlu dioptimalkan untuk menghasilkan redaman yang baik adalah β atau rasio dari frekuensi absorber terhadap frekuensi natural struktur utama. Pada penelitian ini, diketahui persamaan untuk memperoleh nilai β yang optimal pada DVA yang terpasang pada sistem tak teredam yaitu $\beta=1/(1+\mu)$. Sedangkan untuk bentuk sederhana berupa sistem statis, persamaan β dapat ditulis menjadi $\beta=0$. Selain itu, cara kedua yaitu pada langkah mengoptimalkan faktor redaman DVA, peningkatan dari α dan k^2 akan menurunkan nilai dari rasio redaman (ζ_h). Sebagai contohnya, jika dilakukan penambahan rangkaian *energy harvester*, maka redaman keseluruhan pada DVA akan meningkat. Hal tersebut akan menurunkan redaman tinggi yang diperlukan untuk menghasilkan kemampuan yang optimal.

Selain ditinjau secara mekanik, agar dapat menghasilkan rancangan yang baik perlu ditinjau dari sisi elektrik untuk mengetahui daya dan tegangan yang mampu dihasilkan. Gambar 2.28 menunjukkan respon frekuensi terhadap perpindahan dan daya yang dihasilkan melalui struktur utama. Pada gambar 2.28, redaman dari DVA ditentukan memiliki nilai $\zeta_h=0,1$. Sedangkan untuk perbandingan DVA tanpa *energy harvesting* dan DVA dengan *energy harvesting* dapat dilihat pada gambar 2.29.



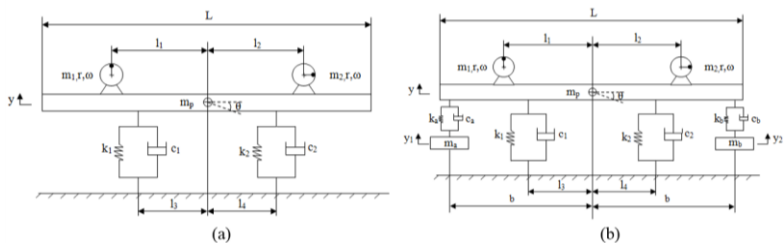
Gambar 2.28 Variasi α pada respon frekuensi terhadap (a) perpindahan struktur utama dan (b) daya (dalam satuan mW/m^2)^[1]



Gambar 2.29 Perbandingan respon frekuensi terhadap perpindahan struktur utama dengan penambahan DVA tanpa *energy harvesting* dan DVA dengan *energy harvesting*^[1]

Berdasarkan gambar 2.29, dengan nilai rasio redaman DVA yang besarnya sama yaitu $\zeta_h=0,1$, DVA dengan *energy harvesting* yang ditunjukkan pada grafik berwarna biru, mampu menghasilkan kemampuan kontrol yang lebih baik dari DVA tanpa *energy harvesting* yang ditunjukkan pada grafik berwarna merah. Hal tersebut dikarenakan reduksi amplitudo oleh sistem DVA dengan *energy harvesting* lebih besar dibandingkan dengan sistem DVA tanpa *energy harvesting*. Selain itu, nilai redaman optimal DVA tanpa *energy harvesting* yang ditunjukkan oleh grafik berwarna hitam dengan nilai $\zeta_h=0,23$ (dengan rasio massa $\mu=0,1$) juga dapat dilihat pada gambar 2.29. Grafik respon frekuensi untuk DVA dengan nilai redaman optimal dan EHDVA dengan nilai redaman yang lebih rendah memiliki besar nilai amplitudo yang sama. Hal ini menunjukkan nilai redaman optimal yang diperlukan pada DVA akan berkurang jika sistem *energy harvesting* ditambahkan pada sistem DVA tersebut. Kekurangan dari penelitian ini adalah kurang dilakukannya analisa kemungkinan gerak rotasi yang terjadi pada sistem utama. Perlu dilakukan pemahaman mengenai pengaruh terhadap respon getaran dengan arah gerak translasi maupun rotasi karena pada kehidupan sehari-hari, banyak benda yang mengalami getaran tidak hanya bergerak dalam arah translasi saja, melainkan juga bergerak secara rotasi.

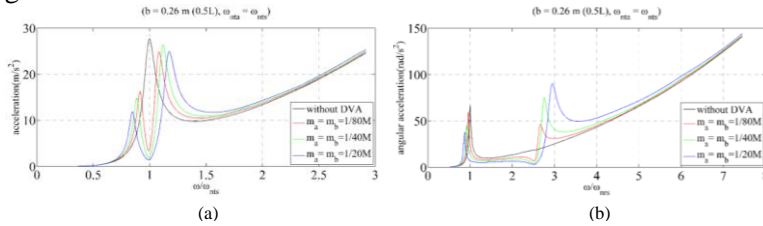
Oleh karena itu dari kekurangan penelitian sebelumnya, Esthi Kusumadewayanti^[8] mengembangkan konsep sebelumnya pada penelitian tugas akhir dengan konsep penggunaan *Dual DVA* untuk mereduksi getaran pada suatu sistem. Pada penelitian tugas akhir yang berjudul “*Studi Pengaruh Massa dan Perubahan Lengan Momen Dual Dynamic Vibration Absorber (DVA)-Independent Terhadap Respon Getaran Sistem Utama 2-DOF*”, digunakan dua buah *DVA* yang terpisah dan terpasang pada sistem utama dengan jarak tertentu. *Dual DVA* merupakan salah satu modifikasi dari *DVA* dimana dua buah *DVA* dengan jarak tertentu yang diletakkan pada suatu sistem utama. Pada penelitian tersebut dibahas peredaman getaran dari sistem utama dengan arah gerak berupa translasi maupun rotasi, serta menentukan pengaruh dari perubahan massa dan jarak *dual DVA-independent* ke titik pusat massa sistem utama. Skema pemodelan dinamis dari sistem utama tanpa penambahan *dual DVA* dan dengan penambahan *dual DVA-independent* dapat dilihat pada gambar 2.30.



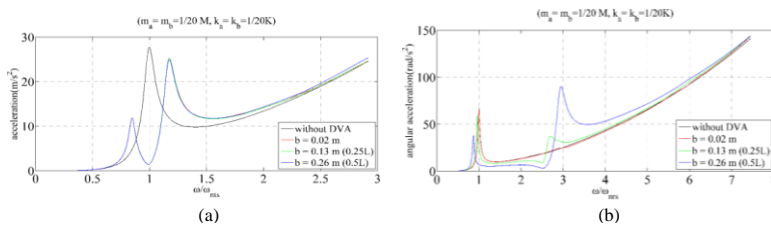
Gambar 2.30 Pemodelan dinamis sistem utama (a) tanpa penambahan *dual DVA-independent* dan (b) dengan penambahan *dual DVA-independent*^[8]

Getaran translasi maupun rotasi yang terjadi pada sistem dengan skema pada gambar 2.30 tersebut dihasilkan oleh gaya eksitasi dengan beda fase 90° . Hal tersebut menyebabkan gerak *pitching* dan *bouncing* pada sistem utama. Variasi rasio massa yang digunakan adalah $1/80$, $1/40$, dan $1/20$ dari massa sistem utama. Sedangkan variasi posisi *DVA* ke titik pusat massa sistem utama adalah 0.02 m, 0.13 m, dan 0.26 m. Posisi kedua *DVA* besarnya

simetri terhadap titik pusat massa sistem utama. Pemodelan dinamis akan disimulasikan dengan menggunakan Matlab Simulink. Beberapa hasil simulasi yang dilakukan akan dianalisa dengan melihat pengaruh variasi massa terhadap respon percepatan pada gerak translasi maupun rotasi yang dapat dilihat pada gambar 2.31, serta pengaruh variasi jarak *dual DVA-independent* terhadap percepatan pada gerak translasi dan rotasi dapat dilihat pada gambar 2.32.



Gambar 2.31 Respon (a) percepatan dan (b) percepatan sudut, terhadap rasio frekuensi sistem yang ditambahkan *Dual DVA-independent* dengan variasi massa (jarak *DVA* ke titik pusat massa sistem utama $b=0,26 \text{ m}$)^[8].

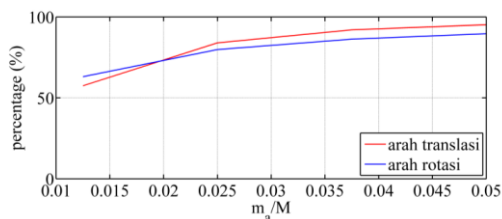


Gambar 2.32 Respon (a) percepatan dan (b) percepatan sudut, terhadap rasio frekuensi sistem yang ditambahkan *Dual DVA-independent* dengan variasi jarak *DVA* ke titik pusat massa sistem utama (rasio massa dan konstanta kekakuan $1/20$)^[8]

Berdasarkan gambar 2.31 pada gerak translasi, penambahan rasio massa akan memperbesar *range* antar rasio frekuensi natural dan *range* antar frekuensi yang mampu direduksi. Selain itu, percepatan pada frekuensi natural pertama dan kedua menunjukkan

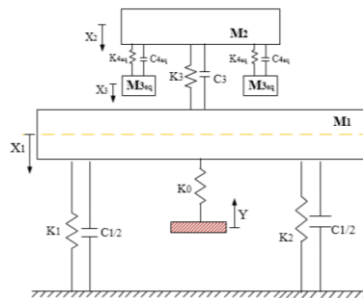
nilai yang semakin kecil. Hal yang sama juga ditunjukkan oleh grafik respon percepatan sudut sistem dengan variasi massa pada gerak rotasi yang terjadi. Sedangkan pada gambar 2.32, dapat diketahui pengaruh variasi lengan momen atau jarak dari *dual DVA-independent*. Pada gerak translasi, dengan rasio massa sebesar $1/20$ perubahan jarak *dual DVA-independent* tidak berpengaruh terhadap respon geraknya. Pada rasio massa yang sama, *range* antar frekuensi natural dan *range* antar frekuensi yang mampu direduksi cenderung sama dengan perubahan jarak *dual DVA-independent* ke titik pusat massa sistem utama. Hal sebaliknya terjadi pada gerak rotasi dimana perubahan jarak tersebut berpengaruh terhadap respon percepatan sudut sistem dengan memperbesar *range* antar frekuensi natural dan *range* antar rasio frekuensi yang mampu direduksi. Percepatan sudut pada frekuensi natural pertama dan kedua juga menunjukkan nilai yang semakin kecil.

Variasi beberapa parameter yang diteliti bertujuan untuk memperoleh nilai optimum dari parameter tersebut yang digunakan dalam meredam suatu getaran translasi maupun rotasi. Persentase reduksi getaran yang diteliti dapat ditunjukkan pada grafik gambar 2.33. Pada gambar 2.33, dapat diperoleh titik perpotongan yang menunjukkan nilai optimum dari analisa reduksi pada arah translasi dan rotasi. Diketahui titik potong tersebut berada pada rasio massa dan konstanta kekakuan $0,01967$ dengan persentase reduksi sebesar $72,69\%$.



Gambar 2.33 Persentase reduksi getaran sistem dengan arah gerak translasi-rotasi^[8]

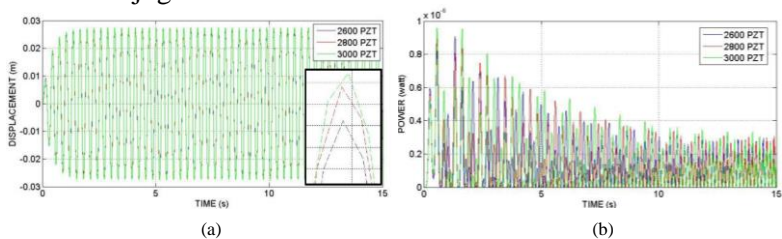
Penelitian lain selanjutnya yang menganalisa *energy harvesting* dengan mekanisme *DVA* menggunakan *cantilever piezoelectric* ini juga telah dilakukan oleh Wahyu Rachma Efendy^[3]. Pada penelitian tersebut dibahas mekanisme peredam getaran dengan menggunakan *DVA* yang diletakkan pada suatu plat datar yang diberi gaya eksitasi hingga mengakibatkan terjadinya getaran. Selain itu, penelitian ini juga membahas pemanfaatan energi kinetik berlebih yang berasal dari *cantilever piezoelectric* pada *DVA* tersebut sehingga mampu menghasilkan energi listrik dengan jumlah tertentu. Terdapat beberapa parameter yang akan diteliti, antara lain mengetahui pengaruh amplitudo massa eksentrik dari motor sebagai penggerak dan pemberi gaya eksitasi, kecepatan putaran motor, serta jumlah *cantilever piezoelectric* terhadap reduksi getaran oleh mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)* dan energi bangkitan yang mampu dihasilkan piezoelektrik. Mekanisme *CPVA* tersebut diharapkan mampu mereduksi getaran yang terjadi pada sistem utama hanya pada arah translasi. Skema dari pemodelan dinamis sistem utama yang ditambahkan *CPVA* dapat dilihat pada gambar 2.34.



Gambar 2.34 Pemodelan dinamis sistem utama yang ditambahkan *CPVA*^[3]

Dari pemodelan dinamis pada gambar 2.34, ditentukan terlebih dahulu persamaan gerak dari masing-masing massa, yaitu massa sistem utama (M_1), massa *absorber* (M_2), dan massa piezoelektrik (M_3). Nilai parameter *damping ratio* pada sistem

utama dan sistem *CPVA* yang digunakan pada penelitian ini secara berturut-turut adalah 0,1 dan 0,4. Pada penelitian ini, setelah dilakukan simulasi dapat diketahui bahwa nilai jumlah piezoelektrik yang optimum adalah berada pada *range* 1400 hingga 2400. Dari hasil perhitungan dan simulasi pada Matlab Simulink, diperoleh hasil grafik respon perpindahan massa utama yang ditambahkan *CPVA* dengan jumlah piezoelektrik tetap terhadap variasi frekuensi dan variasi amplitudo, serta energi listrik bangkitan oleh piezoelektrik terhadap variasi frekuensi dan variasi amplitudo. Kemudian dilakukan juga analisa respon massa utama dan energi bangkitan listrik dimana jumlah dari piezoelektrik pada *CPVA* yang ditambahkan pada sistem utama tersebut divariasikan. Grafik dari analisa dengan variasi jumlah piezoelektrik tersebut dapat dilihat pada gambar 2.35. Pada grafik tersebut, dapat diketahui bahwa semakin sedikit jumlah piezoelektrik, maka respon perpindahan massa utama dan energi listrik bangkitan yang dihasilkan juga semakin kecil.



Gambar 2.35 Grafik (a) respon massa utama dan (b) daya bangkitan listrik dengan variasi jumlah piezoelektrik pada *CPVA* yang ditambahkan pada sistem utama^[3]

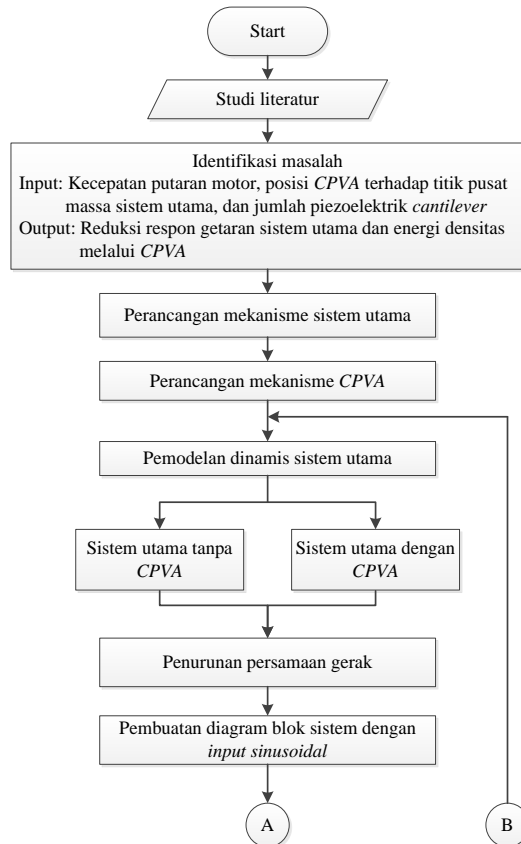
Dari simulasi dengan beberapa variasi yang dilakukan dapat diperoleh hasil analisa pada variasi amplitudo eksitasi, jika nilai amplitudo semakin besar maka perpindahan dari masing-masing massa akan semakin besar sehingga voltase maupun daya bangkitan yang dihasilkan semakin bertambah. Akan tetapi pada variasi tersebut, persentase reduksi perpindahan massa utama memiliki nilai yang konstan. Pada variasi frekuensi dari putaran

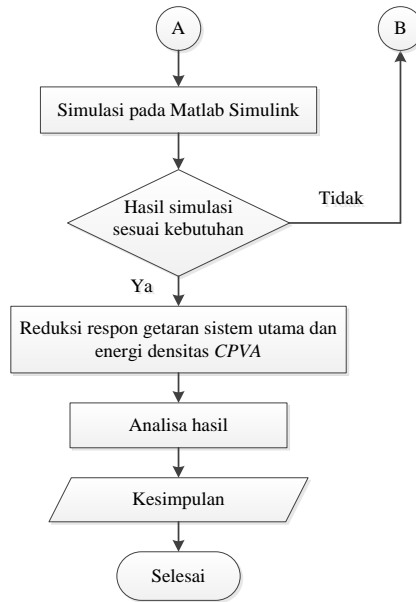
motor, jika nilai frekuensi semakin mendekati frekuensi natural maka perpindahan dari masing-masing massa akan semakin besar sehingga voltase dan daya bangkitan semakin bertambah. Selain itu persentase reduksi dari perpindahan massa utama akan semakin besar. Dengan variasi tersebut, diketahui juga daya bangkitan terbesar yang dapat dihasilkan oleh *CPVA* adalah $3,52 \times 10^{-7}$ watt. Sedangkan pada variasi jumlah piezoelektrik, jika semakin banyak jumlah piezoelektrik yang digunakan maka perpindahan massa utama yang terjadi akan semakin besar sehingga persentase reduksi perpindahannya akan semakin kecil. Akan tetapi dengan frekuensi operasi mendekati frekuensi natural tersebut, semakin bertambahnya piezoelektrik menyebabkan perpindahan sistem *CPVA* semakin kecil.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh perubahan beberapa parameter terhadap respon dinamis dan energi listrik yang mampu dihasilkan melalui perancangan alat massa utama dan *cantilever piezoelectric vibration absorber*. Dalam penelitian tugas akhir ini dilakukan beberapa langkah yang dapat ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1.





Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

3.2 Penjelasan Metode Pengerjaan Penelitian

Metode pelaksanaan penelitian tugas akhir ini secara umum ditunjukkan oleh gambar 3.1 yang terdiri dari beberapa tahap pengerjaan. Untuk dapat memperoleh hasil yang diinginkan, maka perlu dilakukan pemahaman terhadap metode-metode yang dilakukan tersebut.

3.2.1 Studi Literatur

Pada tahapan ini, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan diteliti. Oleh karena itu, diperlukan referensi-referensi penunjang pada tahap analisa yang berkaitan dengan teori getaran teredam, *multi degree-of-freedom*, *base motion*, *dynamic vibration absorber*, material piezoelektrik, serta penggunaan blok diagram

pada program Matlab Simulink. Beberapa sumber literatur yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini adalah buku, penelitian tugas akhir terdahulu, serta jurnal internasional.

3.2.2 Identifikasi Masalah

Permasalahan yang terdapat pada penelitian tugas akhir ini secara garis besar dapat diidentifikasi menjadi dua, antara lain *input* dan *output*. *Input* merupakan parameter yang diberikan pada keseluruhan sistem dinamis yang akan dianalisa. *Input* pada penelitian tugas akhir ini adalah variasi kecepatan putaran motor, posisi *CPVA* terhadap titik pusat massa utama, serta jumlah piezoelektrik *cantilever* yang digunakan. Sedangkan *output* pada penelitian tugas akhir ini merupakan hasil yang diharapkan dari analisa yang telah dilakukan, dimana hasil yang diharapkan atau kesimpulan dari penelitian ini berupa reduksi respon getaran dari massa utama dan energi densitas melalui *CPVA*.

3.2.3 Perancangan Mekanisme Sistem Utama

Alat simulator sumber energi getaran yang merupakan sistem utama pada penelitian ini terdiri dari plat datar, pegas, dan motor. Plat datar akan ditumpu oleh empat buah pegas, dimana nilai konstanta kekakuan dua buah pegas tersebut berbeda dengan nilai konstanta dua buah pegas lainnya. Hal tersebut menyebabkan plat untuk mampu bergerak translasi maupun rotasi. Untuk dapat menghasilkan getaran, plat datar tersebut akan diberikan gaya eksitasi yang berasal dari motor DC. Sebelum dihubungkan langsung dengan plat datar, motor dengan massa eksentrik tersebut akan dihubungkan dengan pegas dengan nilai konstanta tertentu.

3.2.4 Perancangan Mekanisme CPVA

Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA) merupakan suatu mekanisme alat yang bertujuan untuk mereduksi getaran yang terjadi dengan meredam energi getaran yang dihasilkan serta menghasilkan energi listrik dari energi yang diredam tersebut. Rancangan alat *CPVA* pada penelitian ini terdiri

dari pegas *absorber*, *box* penutup keseluruhan alat *CPVA*, batang pengarah, *roller bearing*, serta piezoelektrik jenis *cantilever*. Keseluruhan massa total dari komponen-komponen tersebut dapat disebut sebagai massa *absorber*. Batang pengarah berfungsi sebagai pengarah gerak dari mekanisme *CPVA* sehingga gerak yang terjadi pada alat tersebut hanya dalam arah translasi. Sedangkan penggunaan *roller bearing* berfungsi untuk memperkecil kemungkinan adanya gaya gesek pada batang pengarah agar tidak terjadi kehilangan energi dalam jumlah besar. Alat *CPVA* akan disambungkan oleh pegas dengan plat datar pada sistem utama sehingga dapat meredam getaran yang terjadi pada sistem utama.

3.2.5 Pemodelan Dinamis Sistem Utama

Untuk menganalisa respon getaran yang dihasilkan, maka perlu untuk memodelkan sistem yang akan dianalisa. Pemodelan tersebut dapat dilakukan dengan dua tahap yaitu pemodelan sistem utama tanpa *CPVA* dan pemodelan sistem utama dengan penambahan *CPVA*. Untuk menyederhanakan pemodelan dalam menganalisa sistem utama, arah *displacement* yang terjadi ditinjau dengan menggunakan sumbu vertikal. Oleh karena itu, pegas yang ditinjau dari sistem utama berjumlah dua buah pegas. Sedangkan untuk menyederhanakan pemodelan pada *CPVA*, jika perpindahan dan arah eksitasi pada piezoelektrik dianggap sama, maka nilai dari massa dan konstanta kekakuan piezoelektrik tersebut dapat diekuivalensikan.

3.2.6 Penurunan Persamaan Gerak

Setelah dilakukan pemodelan dari sistem yang akan dianalisa, maka tahapan selanjutnya adalah menentukan persamaan gerak dari sistem tersebut. Persamaan gerak diturunkan dengan membuat *free body diagram* dari pemodelan dinamis yang telah dilakukan. Metode kesetimbangan energi digunakan dalam melakukan analisa gerak dari sistem secara keseluruhan untuk

beberapa kondisi. Persamaan gerak yang diperoleh selanjutnya diubah ke dalam bentuk *state variable*.

3.2.7 Pembuatan Diagram Blok Sistem dengan *Input Sinusoidal*

Persamaan gerak yang diperoleh dalam bentuk *state variable* selanjutnya diubah ke dalam bentuk diagram blok pada Matlab Simulink dengan *input sinusoidal*. Diagram blok yang digunakan untuk tahap simulasi pada Matlab Simulink bertujuan untuk memperoleh penyelesaian persamaan dari pemodelan sistem utama dengan penambahan CPVA maupun sistem utama tanpa penambahan CPVA.

3.2.8 Simulasi pada Matlab Simulink

Hal yang perlu diperhatikan untuk melakukan simulasi menggunakan Matlab Simulink adalah dengan mengetahui bentuk *input* yang digunakan dan *output* yang akan dihasilkan oleh tahap simulasi tersebut. Setelah dilakukan tahap pemodelan dan pembuatan diagram blok sistem utama dengan penambahan CPVA, *input* yang digunakan untuk tahap simulasi adalah *sinusoidal* atau harmonik. Sedangkan *output* yang akan dihasilkan adalah perpindahan massa utama (X_1) yang kemudian akan digunakan sebagai *input* pada mekanisme massa *absorber*. *Output* yang dihasilkan adalah perpindahan massa *absorber* (X_2). Dengan konsep yang sama seperti mekanisme massa utama ke massa absorber, pada mekanisme piezoelektrik *input* yang digunakan adalah perpindahan massa *absorber* tersebut. Jika telah diketahui sebelumnya bahwa tujuan dari penggunaan piezoelektrik merupakan sebagai *energy harvesting* dari getaran yang terjadi, maka *output* yang dihasilkan dari mekanisme piezoelektrik antara lain adalah perpindahan piezoelektrik (X_3), arus, dan voltase bangkitan.

3.2.9 Hasil Simulasi Sesuai Kebutuhan

Pada tahapan ini, jika simulasi pada Matlab Simulink dengan menggunakan blok diagram diperoleh hasil simulasi tanpa adanya kesalahan dan dapat diperoleh respon getaran sistem yang dianalisa, maka langkah selanjutnya adalah memasukkan parameter-parameter yang akan dianalisa, antara lain adalah kecepatan putaran motor, posisi *CPVA* terhadap titik pusat massa utama, serta jumlah piezoelektrik *cantilever* yang digunakan. Sedangkan jika simulasi yang telah dilakukan terjadi suatu kesalahan sehingga tidak dapat diketahui bentuk respon, maka perlu dilakukan pengecekan ulang proses analisa pada tahap pemodelan dinamis sistem utama hingga tahap simulasi pada Matlab Simulink.

3.2.10 Hasil Simulasi Sesuai Kebutuhan

Hasil dari tahap simulasi pada Matlab Simulink dengan memasukkan variasi beberapa parameter yang dianalisa akan diperoleh nilai reduksi respon getaran dari sistem utama dan energi densitas yang dihasilkan melalui sistem *CPVA*. Dua hasil dari tahap simulasi tersebut merupakan *output* yang diharapkan dari dilakukannya penelitian tugas akhir. Kedua *output* tersebut akan diperoleh dalam bentuk grafik reduksi respon getaran sistem utama yang terjadi serta grafik energi densitas yang dihasilkan, dengan variasi beberapa parameter yang telah ditentukan.

3.2.11 Analisa Hasil

Dari hasil simulasi berupa grafik reduksi respon getaran massa utama dan energi densitas *CPVA* yang telah diperoleh, maka selanjutnya akan dilakukan analisa dan perbandingan hasil tersebut dengan menggunakan setiap variasi parameter yang telah ditentukan. Hasil simulasi berupa grafik yang akan diperoleh antara lain adalah respon getaran massa utama terhadap variasi kecepatan putaran motor, respon getaran massa utama terhadap variasi posisi *CPVA* dengan titik pusat massa utama, respon getaran massa utama terhadap variasi jumlah piezoelektrik

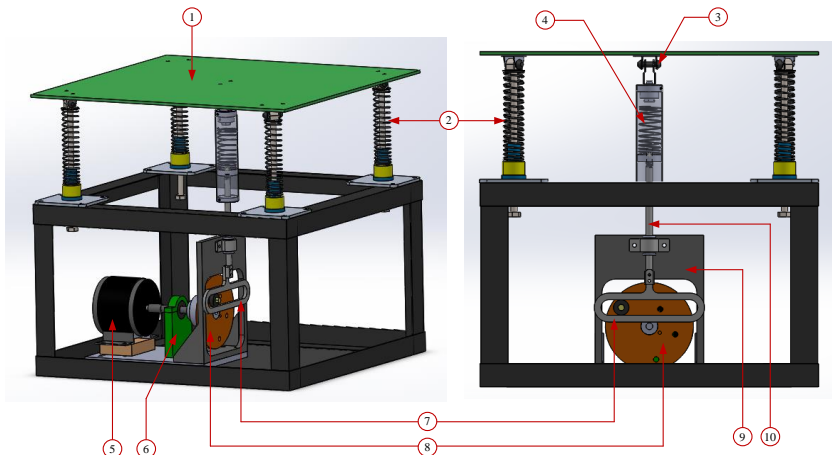
cantilever, energi densitas melalui CPVA terhadap variasi kecepatan motor, energi densitas melalui CPVA terhadap variasi posisi CPVA dengan titik pusat massa utama, serta energi densitas melalui CPVA terhadap variasi jumlah piezoelektrik *cantilever*.

3.2.12 Kesimpulan

Setelah dilakukan tahapan analisa hasil, maka tahapan selanjutnya adalah menentukan kesimpulan dari hasil analisa yang diperoleh pada penelitian ini, serta saran yang dapat digunakan untuk penelitian-penelitian selanjutnya agar dapat dilaksanakan dengan lebih baik.

3.3 Perencanaan Mekanisme Sistem Utama dan CPVA

Pada penelitian ini, mekanisme sistem utama berfungsi sebagai pemberi getaran sekaligus tempat terjadinya getaran yang akan dilakukan analisa respon dan reduksi perpindahannya. Berikut ini adalah gambar perencanaan sistem dinamis dari mekanisme sistem utama pada penelitian ini:



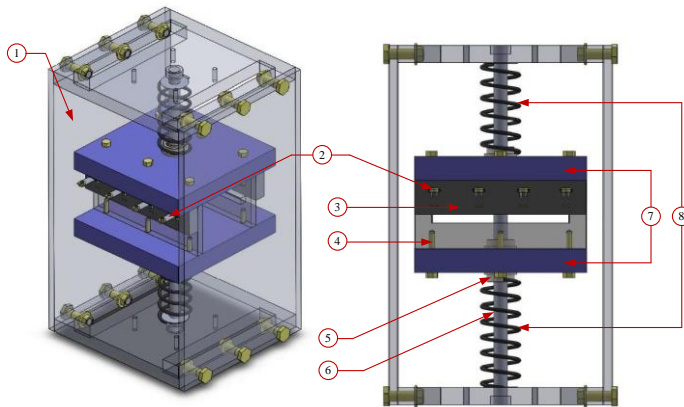
Gambar 3.2 Rancangan pemodelan sistem utama

Keterangan:

- | | |
|-------------------------|---------------------------|
| 1. Plat datar | 6. <i>Pillow block</i> |
| 2. Pegas | 7. <i>Scotch yoke</i> |
| 3. Engsel | 8. Massa eksentrik |
| 4. Pegas <i>exciter</i> | 9. Plat pengarah |
| 5. Motor DC | 10. Batang <i>exciter</i> |

Rancangan pemodelan sistem dinamis dari sistem utama pada gambar 3.2 terdiri dari beberapa komponen serta memiliki dimensi sebenarnya dengan nilai tertentu. Secara keseluruhan, rancangan alat pada kondisi sebenarnya memiliki dimensi panjang 500 mm, lebar 500 mm, dan tinggi 800 mm. Komponen motor DC pada alat ini berperan sebagai pemberi getaran yang terjadi pada plat datar yang ditumpu oleh empat buah pegas dengan nilai konstanta kekakuan tertentu. Pada motor DC tersebut dipasang suatu massa eksentrik yang dihubungkan dengan suatu batang dengan menggunakan mekanisme *scotch yoke*. Batang tersebut berfungsi untuk memberikan gaya pada plat datar sehingga terjadi getaran pada plat tersebut. Sebelum memberikan gaya pada plat datar secara langsung, pada batang tersebut diberikan suatu pegas dengan nilai konstanta kekakuan tertentu terlebih dahulu. Massa dari sistem utama yang digunakan untuk analisa dan simulasi merupakan massa dari plat datar.

Pada penelitian ini, selain mengetahui respon dan analisa perpindahan massa utama, juga dilakukan analisa dari perpindahan CPVA dimana di dalamnya terdapat piezoelektrik yang mampu menghasilkan energi listrik bangkitan. Oleh karena itu, dilakukan terlebih dahulu perencanaan sistem dinamis dari mekanisme CPVA seperti pada gambar 3.3.



Gambar 3.3 Rancangan pemodelan CPVA

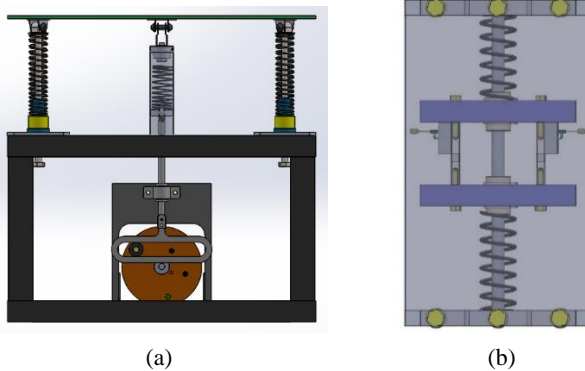
Keterangan:

- | | |
|-----------------------------|------------------------|
| 1. Box penutup CPVA | 5. Linear ball bearing |
| 2. Cantilever piezoelectric | 6. Batang pengarah |
| 3. Dudukan piezoelektrik | 7. Massa absorber |
| 4. Baut | 8. Pegas absorber |

Mekanisme utama CPVA terdiri dari mekanisme *Dynamic Vibration Absorber* sebagai peredam getaran yang terjadi pada sistem plat datar, serta mekanisme *cantilever piezoelectric* sebagai penghasil energi listrik bangkitan yang berasal dari getaran yang teredam dari mekanisme DVA. Pada mekanisme keseluruhan CPVA ini terdapat beberapa komponen seperti absorber dengan nilai massa tertentu, pegas absorber, batang pengarah gerak dari absorber, material *cantilever piezoelectric*, dan box sebagai *housing* atau tempat diletakkannya komponen yang digunakan pada mekanisme CPVA. Batang pengarah pada mekanisme CPVA bertujuan untuk memastikan bahwa gerak yang terjadi pada CPVA hanya dalam arah translasi.

Analisa yang akan dilakukan pada penelitian ini, terdiri dari analisa mekanisme sistem utama dan sistem CPVA yang ditinjau

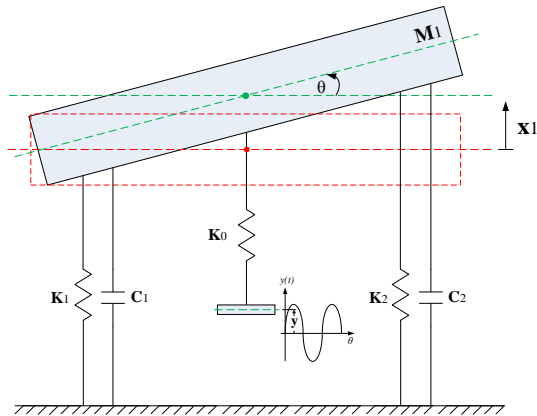
dalam sumbu y. Sehingga dapat diperoleh gambar tinjauan sistem utama dan *CPVA* dalam sumbu y seperti pada gambar 3.4. Dari gambar 3.4(a) yang merupakan gambar tampak depan mekanisme sistem utama, dapat diketahui nilai konstanta kekakuan pegas ekuivalen sisi kiri dan kanan yang mewakili nilai pegas dari mekanisme sistem utama. Nilai konstanta kekakuan pegas sisi kiri dan kanan pada mekanisme sistem utama yang digunakan dalam penelitian ini, memiliki besar nilai yang berbeda sehingga mampu menghasilkan gerak dari plat datar berupa gerak arah translasi maupun rotasi. Sedangkan pada gambar 3.4(b) dapat diketahui gambar tampak depan mekanisme sistem *CPVA* dimana nilai konstanta kekakuan pegas dari piezoelektrik, besar nilainya akan diekuivalenkan terlebih dahulu sesuai jumlah piezoelektrik yang digunakan.



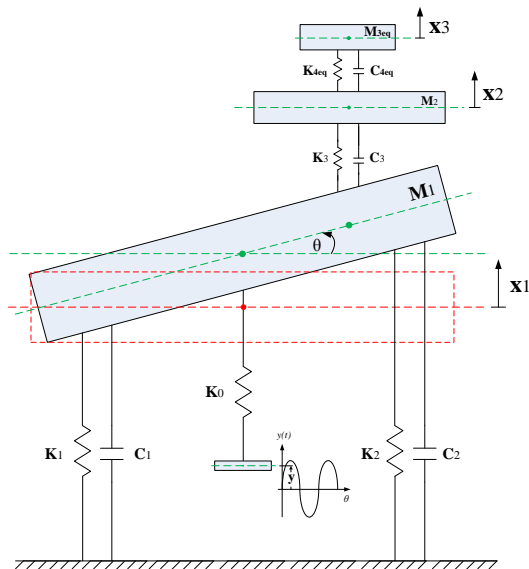
Gambar 3.4 Analisa rancangan pemodelan (a) sistem utama dan (b) *CPVA* dengan tinjauan sumbu y

3.4 Pemodelan Dinamis Rancangan Alat

Berdasarkan perencanaan mekanisme dari sistem utama dan *CPVA*, dapat dilakukan pemodelan dinamis dari perencanaan tersebut. Pemodelan yang dilakukan berupa model dinamis dari sistem utama tanpa penambahan *CPVA* seperti pada gambar 3.5 dan sistem utama dengan penambahan *CPVA* pada gambar 3.6.



Gambar 3.5 Skema sistem dinamis dari sistem utama tanpa penambahan CPVA



Gambar 3.6 Skema sistem dinamis dari sistem utama dengan penambahan CPVA

Keterangan:

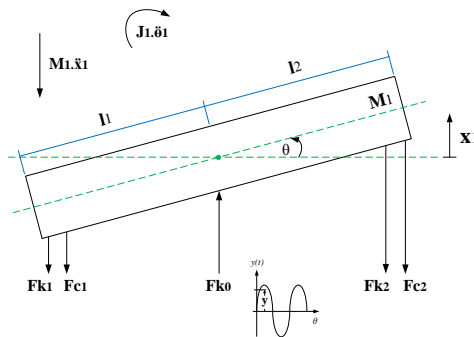
M_1 = Massa sistem utama	K_1 = Koefisien pegas 1 di sistem utama
M_2 = Massa <i>absorber</i>	K_2 = Koefisien pegas 2 di sistem utama
M_3 = Massa piezoelektrik	K_3 = Koefisien pegas 3 di <i>absorber</i>
x_1 = Perpindahan massa sistem utama	K_4 = Koefisien pegas 4 di piezoelektrik
x_2 = Perpindahan massa <i>absorber</i>	$C_1 = C_2$ = Koefisien redaman 1 dan 2 di sistem utama
x_3 = Perpindahan massa piezoelektrik	C_3 = Koefisien redaman 3 di <i>absorber</i>
y = Amplitudo massa eksentrik motor	C_4 = Koefisien redaman 4 di piezoelektrik
θ = Perpindahan angular sistem utama	

Berdasarkan pemodelan seperti pada gambar 3.5 dan 3.6, untuk dapat melakukan analisa gerak dari sistem tersebut maka perlu diketahui bentuk dari *free-body-diagram* masing-masing sistem. Dari *free-body-diagram* dapat diketahui besar dan arah vektor gaya yang bekerja pada massa utama. Perpindahan pada massa utama tersebut terjadi pada arah translasi dan rotasi. Pada skema sistem utama tanpa penambahan CPVA, gerak rotasi disebabkan oleh koefisien pegas 1 dan 2 memiliki nilai yang berbeda. Sedangkan dengan dilakukannya penambahan CPVA, gerak rotasi juga dipengaruhi oleh jarak posisi CPVA terhadap titik pusat massa utama. Selain tinjauan gerak dari massa utama tersebut, pada massa *absorber* dan massa piezoelektrik, perpindahan yang dihasilkan hanya terjadi pada arah translasi.

3.4.1 Analisa Pemodelan Sistem Utama Tanpa Penambahan CPVA

Dari pemodelan sistem utama tanpa penambahan CPVA yang ditunjukkan oleh gambar 3.5, dapat ditentukan bentuk *free-body-diagram* dari skema tersebut pada gambar 3.7. Pada gambar

3.7, dapat dilihat arah dari seluruh vektor gaya yang bekerja pada massa sistem utama (M_1) dengan arah gerak massa utama berupa translasi dan rotasi. Jarak dari pegas 1, pegas 2, peredam 1, dan peredam 2 ke titik pusat massa utama besarnya sama ($l_1=l_2$). Oleh karena itu, gerak rotasi yang terjadi pada massa utama sebelum penambahan CPVA hanya dipengaruhi oleh nilai dari konstanta kekakuan pegas 1 dan pegas 2 yang berbeda.



Gambar 3.7 *Free-body-diagram* dari massa sistem utama tanpa penambahan CPVA

Keterangan:

Fk_0 = Gaya eksitasi harmonik massa eksentrik motor (N)	x_1 = Perpindahan massa sistem utama (m)
Fk_1 = Gaya reaksi pegas 1 (N)	y = Amplitudo dari massa eksentrik
Fk_2 = Gaya reaksi pegas 2 (N)	motor (m)
Fc_1 = Gaya reaksi peredam 1 (N)	θ = Perpindahan angular sistem utama (rad)
Fc_2 = Gaya reaksi peredam 2 (N)	

Dari *free-body-diagram* yang telah diketahui, maka dapat dilakukan analisa gerak dari massa utama tersebut dengan metode kesetimbangan gaya. Persamaan matematis dari massa utama tersebut dengan arah gerak translasi dan rotasi adalah:

- Gerak translasi massa utama

$$\begin{aligned}
\Sigma F &= m_1 \ddot{x}_1 \\
-Fk_1 - Fc_1 - Fk_2 - Fc_2 + Fk_0 &= m_1 \ddot{x}_1 \\
-k_1(x_1 - \theta \cdot l_1) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta} \cdot l_1) - k_2(x_1 + \theta \cdot l_2) - c_2(\dot{x}_1 + \dot{\theta} \cdot l_2) + \\
&\quad k_0(y - x_1) = m_1 \ddot{x}_1 \\
-k_1x_1 + k_1l_1\theta - c_1\dot{x}_1 + c_1l_1\dot{\theta} - k_2x_1 - k_2l_2\theta - c_2\dot{x}_1 - c_2l_2\dot{\theta} + \\
&\quad k_0y - k_0x_1 = m_1 \ddot{x}_1 \\
m_1\ddot{x}_1 + k_1x_1 - k_1l_1\theta + c_1\dot{x}_1 - c_1l_1\dot{\theta} + k_2x_1 + k_2l_2\theta + c_2\dot{x}_1 + \\
&\quad c_2l_2\dot{\theta} - k_0y + k_0x_1 = 0 \\
m_1\ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)\dot{x}_1 + (k_0 + k_1 + k_2)x_1 + (c_2l_2 - c_1l_1)\dot{\theta} + \\
&\quad (k_2l_2 - k_1l_1)\theta = k_0y
\end{aligned} \tag{3.1}$$

- Gerak rotasi massa utama

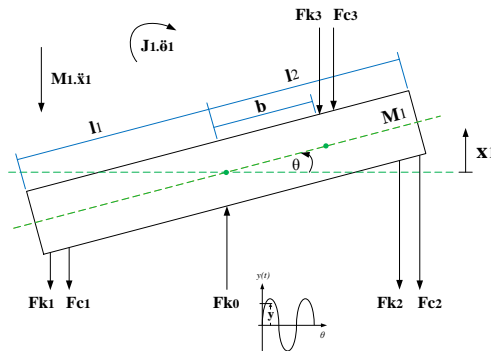
$$\begin{aligned}
\Sigma M &= J_1 \ddot{\theta} \\
Fk_1 \cdot l_1 + Fc_1 \cdot l_1 - Fk_2 \cdot l_2 - Fc_2 \cdot l_2 &= J_1 \ddot{\theta} \\
k_1(x_1 - \theta \cdot l_1) \cdot l_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta} \cdot l_1) \cdot l_1 - k_2(x_1 + \theta \cdot l_2) \cdot l_2 - c_2(\dot{x}_1 + \\
&\quad \dot{\theta} \cdot l_2) \cdot l_2 = J_1 \ddot{\theta} \\
k_1l_1x_1 - k_1l_1^2\theta + c_1l_1\dot{x}_1 - c_1l_1^2\dot{\theta} - k_2l_2x_1 - k_2l_2^2\theta - c_2l_2\dot{x}_1 - \\
&\quad c_2l_2^2\dot{\theta} = J_1 \ddot{\theta} \\
J_1\ddot{\theta} - k_1l_1x_1 + k_1l_1^2\theta - c_1l_1\dot{x}_1 + c_1l_1^2\dot{\theta} + k_2l_2x_1 + k_2l_2^2\theta + \\
&\quad c_2l_2\dot{x}_1 + c_2l_2^2\dot{\theta} = 0 \\
J_1\ddot{\theta} + (c_2l_2 - c_1l_1)\dot{x}_1 + (k_2l_2 - k_1l_1)x_1 + (c_1l_1^2 + c_2l_2^2)\dot{\theta} + \\
&\quad (k_1l_1^2 + k_2l_2^2)\theta = 0
\end{aligned} \tag{3.2}$$

3.4.2 Analisa Pemodelan Sistem Utama Dengan Penambahan CPVA

Pada pemodelan sistem utama dengan penambahan CPVA, untuk menyederhanakan analisa gerak yang akan dilakukan maka *free-body-diagram* sistem keseluruhan dapat dibagi menjadi beberapa bagian. *Free-body-diagram* sistem tersebut terdiri dari *free-body-diagram* massa sistem utama (M_1) yang telah dipengaruhi oleh gaya dari massa absorber seperti pada gambar 3.8, *free-body-diagram* dari massa absorber (M_2) yang ditunjukkan oleh gambar 3.9, dan *free-body-diagram* susunan

sistem piezoelektrik *cantilever* yang diekuivalenkan terlebih dahulu seperti pada gambar 3.10. Gerak rotasi yang terjadi pada massa utama setelah dilakukan penambahan CPVA dipengaruhi oleh nilai dari konstanta kekakuan pegas 1 dan pegas 2 yang berbeda serta jarak posisi CPVA terhadap titik pusat massa utama. Sedangkan pada *absorber* dan susunan piezoelektrik, gerak yang terjadi hanya dalam arah translasi. Pada piezoelektrik, selain dengan melakukan analisa pemodelan dinamis sistem tersebut secara mekanik, diperlukan juga analisa pemodelan kelistrikan pada piezoelektrik *cantilever*.

3.4.2.1 Analisa Massa Sistem Utama



Gambar 3.8 *Free-body-diagram* dari massa sistem utama dengan penambahan CPVA

Keterangan:

Fk_0 = Gaya eksitasi harmonik
massa eksentrik motor (N)

Fk_1 = Gaya reaksi pegas 1 (N)

Fk_2 = Gaya reaksi pegas 2 (N)

Fk_3 = Gaya reaksi pegas 3 (N)

Fc_1 = Gaya reaksi peredam 1 (N)

Fc_2 = Gaya reaksi peredam 2 (N)

Fc_3 = Gaya reaksi peredam 3 (N)

x_1 = Perpindahan massa
sistem utama (m)

y = Amplitudo dari
massa eksentrik
motor (m)

θ = Perpindahan angular
sistem utama (rad)

Berdasarkan gambar 3.8, dapat dilakukan analisa gerak dari massa utama tersebut dengan metode kesetimbangan gaya. Pada mekanisme sistem utama dengan penambahan *CPVA*, gerak rotasi massa utama disebabkan oleh perbedaan nilai dari Fk_1 dan Fk_2 , serta jarak posisi *CPVA* terhadap titik pusat massa utama yang dituliskan sebagai b pada gambar 3.8. Persamaan matematis dari massa utama dengan arah gerak translasi dan rotasi adalah:

- Gerak translasi massa utama

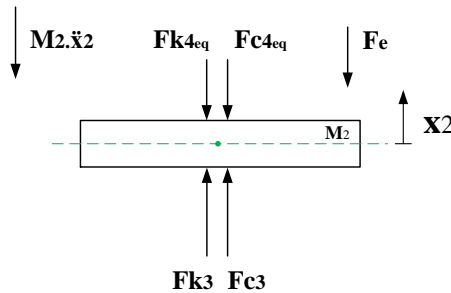
$$\begin{aligned}
 \Sigma F &= m_1 \ddot{x}_1 \\
 -Fk_1 - Fc_1 - Fk_2 - Fc_2 - Fk_3 - Fc_3 + Fk_0 &= m_1 \ddot{x}_1 \\
 -k_1(x_1 - \theta \cdot l_1) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta} \cdot l_1) - k_2(x_1 + \theta \cdot l_2) - c_2(\dot{x}_1 + \dot{\theta} \cdot l_2) - \\
 k_3(x_1 + \theta \cdot b) + k_3x_2 - c_3(\dot{x}_1 + \dot{\theta} \cdot b) + c_3\dot{x}_2 + k_0(y - x_1) &= \\
 m_1 \ddot{x}_1 \\
 -k_1x_1 + k_1l_1\theta - c_1\dot{x}_1 + c_1l_1\dot{\theta} - k_2x_1 - k_2l_2\theta - c_2\dot{x}_1 - c_2l_2\dot{\theta} - \\
 k_3x_1 - k_3b\theta + k_3x_2 - c_3\dot{x}_1 - c_3b\dot{\theta} + c_3\dot{x}_2 + k_0y - k_0x_1 &= \\
 m_1 \ddot{x}_1 \\
 m_1 \ddot{x}_1 + k_1x_1 - k_1l_1\theta + c_1\dot{x}_1 - c_1l_1\dot{\theta} + k_2x_1 + k_2l_2\theta + c_2\dot{x}_1 + \\
 c_2l_2\dot{\theta} + k_3x_1 + k_3b\theta - k_3x_2 + c_3\dot{x}_1 + c_3b\dot{\theta} - c_3\dot{x}_2 - k_0y + \\
 k_0x_1 &= 0 \\
 m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2 + c_3)\dot{x}_1 - c_3\dot{x}_2 + (k_0 + k_1 + k_2 + k_3)x_1 - k_3x_2 + \\
 (c_2l_2 + c_3b - c_1l_1)\dot{\theta} + (k_2l_2 + k_3b - k_1l_1)\theta &= k_0y \quad (3.3)
 \end{aligned}$$

- Gerak rotasi massa utama

$$\begin{aligned}
 \Sigma M &= J_1 \ddot{\theta} \\
 Fk_1 \cdot l_1 + Fc_1 \cdot l_1 - Fk_2 \cdot l_2 - Fc_2 \cdot l_2 - Fk_3 \cdot b - Fc_3 \cdot b &= J_1 \ddot{\theta} \\
 k_1(x_1 - \theta \cdot l_1) \cdot l_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta} \cdot l_1) \cdot l_1 - k_2(x_1 + \theta \cdot l_2) \cdot l_2 - c_2(\dot{x}_1 + \\
 \dot{\theta} \cdot l_2) \cdot l_2 - k_3(x_1 + \theta \cdot b) \cdot b + k_3x_2 \cdot b - c_3(\dot{x}_1 + \dot{\theta} \cdot b) \cdot b + \\
 c_3\dot{x}_2 \cdot b &= J_1 \ddot{\theta} \\
 k_1l_1x_1 - k_1l_1^2\theta + c_1l_1\dot{x}_1 - c_1l_1^2\dot{\theta} - k_2l_2x_1 - k_2l_2^2\theta - c_2l_2\dot{x}_1 - \\
 c_2l_2^2\dot{\theta} - k_3bx_1 - k_3b^2\theta + k_3bx_2 - c_3b\dot{x}_1 - c_3b^2\dot{\theta} + c_3b\dot{x}_2 &= \\
 J_1 \ddot{\theta}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& J_1 \ddot{\theta} - k_1 l_1 x_1 + k_1 l_1^2 \theta - c_1 l_1 \dot{x}_1 + c_1 l_1^2 \dot{\theta} + k_2 l_2 x_1 + k_2 l_2^2 \theta + \\
& \quad c_2 l_2 \dot{x}_1 + c_2 l_2^2 \dot{\theta} + k_3 b x_1 + k_3 b^2 \theta - k_3 b x_2 + c_3 b \dot{x}_1 + \\
& \quad c_3 b^2 \dot{\theta} - c_3 b \dot{x}_2 = 0 \\
& J_1 \ddot{\theta} + (c_2 l_2 + c_3 b - c_1 l_1) \dot{x}_1 - c_3 b \dot{x}_2 + (k_2 l_2 + k_3 b - k_1 l_1) x_1 - \\
& \quad k_3 b x_2 + (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2 + c_3 b^2) \dot{\theta} + (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + \\
& \quad k_3 b^2) \theta = 0
\end{aligned} \tag{3.4}$$

3.4.2.2 Analisa Absorber



Gambar 3.9 *Free-body-diagram* dari *absorber* pada mekanisme CPVA

Keterangan:

Fk_3 = Gaya reaksi pegas 3 (N)

Fc_3 = Gaya reaksi peredam 3 (N)

Fk_{4eq} = Gaya reaksi pegas pada piezoelektrik (N)

Fc_{4eq} = Gaya reaksi peredam pada piezoelektrik (N)

F_e = Gaya *coupling* piezoelektrik (N)

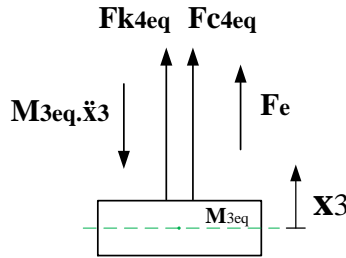
x_2 = Perpindahan massa *absorber* (m)

Gambar 3.9 menunjukkan *absorber* pada mekanisme CPVA. Dari *free-body-diagram* tersebut dapat dilakukan analisa gerak pada massa *absorber*. Pada mekanisme CPVA, gerak yang terjadi hanya dalam arah translasi. Dalam menentukan persamaan gerak *absorber*, nilai konstanta kekakuan dan konstanta redaman dari susunan piezoelektrik akan diekuivalensikan terlebih dahulu

sehingga dapat diperoleh konstanta kekakuan dan redaman piezoelektrik keseluruhan secara berturut-turut adalah Fk_{4eq} dan Fc_{4eq} . Sedangkan untuk gaya *coupling* (Fe) yang dapat diketahui dari persamaan 2.65 dan 2.66, akan diekuivalenkan sesuai dengan jumlah piezoelektrik yang digunakan sehingga dapat diketahui persamaan $Fe = \Gamma n V_p$. Persamaan matematis dari massa *absorber* secara keseluruhan adalah:

$$\begin{aligned}
 \Sigma F &= m_2 \ddot{x}_2 \\
 Fk_3 + Fc_3 - Fk_{4eq} - Fc_{4eq} - Fe &= m_2 \ddot{x}_2 \\
 k_3(x_1 + \theta \cdot b) - k_3 x_2 + c_3(\dot{x}_1 + \dot{\theta} \cdot b) - c_3 \dot{x}_2 - k_{4eq}(x_2 - x_3) - \\
 &\quad c_{4eq}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - \Gamma n V_p = m_2 \ddot{x}_2 \\
 k_3 x_1 + k_3 b \theta - k_3 x_2 + c_3 \dot{x}_1 + c_3 b \dot{\theta} - c_3 \dot{x}_2 - k_{4eq} x_2 + k_{4eq} x_3 - \\
 &\quad c_{4eq} \dot{x}_2 + c_{4eq} \dot{x}_3 - \Gamma n V_p = m_2 \ddot{x}_2 \\
 m_2 \ddot{x}_2 - c_3 \dot{x}_1 + (c_3 + c_{4eq}) \dot{x}_2 - c_{4eq} \dot{x}_3 - c_3 b \dot{\theta} - k_3 x_1 + (k_3 + \\
 &\quad k_{4eq}) x_2 - k_{4eq} x_3 - k_3 b \theta = -\Gamma n V_p
 \end{aligned} \tag{3.5}$$

3.4.2.3 Analisa Cantilever Piezoelectric



Gambar 3.10 *Free-body-diagram* dari piezoelektrik *cantilever* pada mekanisme CPVA

Keterangan:

Fk_{4eq} = Gaya reaksi pegas pada piezoelektrik (N)

Fc_{4eq} = Gaya reaksi peredam pada piezoelektrik (N)

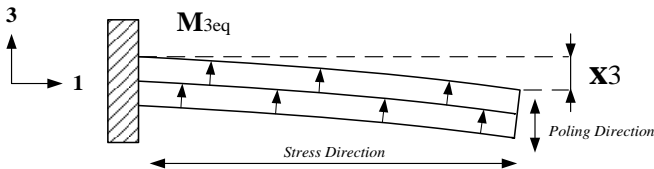
Fe = Gaya *coupling* piezoelektrik (N)

x_3 = Perpindahan massa piezoelektrik (m)

Diketahui bahwa gerak yang terjadi dari skema *free-body-diagram* piezoelektrik *cantilever* pada mekanisme CPVA tersebut hanya dalam arah translasi. Dalam menentukan persamaan gerak *cantilever piezoelectric*, dengan konsep yang sama dengan analisa pada sistem *absorber*, nilai konstanta kekakuan dan konstanta redaman dari susunan piezoelektrik yang digunakan akan diekuivalensikan. Nilai dari gaya *coupling* (F_e) juga dapat diketahui dari persamaan 2.66 seperti pada analisa massa *absorber*. Selain itu, massa piezoelektrik yang digunakan dengan jumlah n juga akan diekuivalensikan terlebih dahulu sehingga diketahui massa piezoelektrik yaitu m_{3eq} . Oleh karena itu, dapat ditentukan persamaan matematis dari massa *cantilever piezoelectric* adalah:

$$\begin{aligned}
 \Sigma F &= m_{3eq} \ddot{x}_3 \\
 Fk_{4eq} + Fc_{4eq} + F_e &= m_{3eq} \ddot{x}_3 \\
 k_{4eq}(x_2 - x_3) + c_{4eq}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + \Gamma n V_p &= m_{3eq} \ddot{x}_3 \\
 k_{4eq}x_2 - k_{4eq}x_3 + c_{4eq}\dot{x}_2 - c_{4eq}\dot{x}_3 + \Gamma n V_p &= m_{3eq} \ddot{x}_3 \\
 m_{3eq}\ddot{x}_3 - c_{4eq}\dot{x}_2 + c_{4eq}\dot{x}_3 - k_{4eq}x_2 + k_{4eq}x_3 &= \Gamma n V_p
 \end{aligned} \tag{3.6}$$

Pada pemodelan piezoelektrik *cantilever*, dilakukan analisa pemodelan dinamis piezoelektrik secara mekanik dan analisa pemodelan kelistrikan piezoelektrik jenis batang *cantilever*. Skema dari piezoelektrik jenis batang *cantilever* dengan arah polarisasi dan arah tegangan yang terjadi dapat dilihat pada gambar 3.11. Tegangan yang terjadi sepanjang sumbu 1 disebabkan oleh defleksi material piezoelektrik sebesar x_3 . Nilai tegangan tersebut akan mempengaruhi jumlah energi densitas atau voltase bangkitan yang dapat dihasilkan oleh piezoelektrik.



Gambar 3.11 Skema piezoelektrik yang dipengaruhi energi mekanik dan arah polarisasi

Voltase bangkitan yang dihasilkan oleh piezoelektrik tersebut disebabkan oleh adanya gaya eksternal atau terjadinya defleksi pada material piezoelektrik. Untuk memperoleh nilai dari voltase bangkitan dari material piezoelektrik dapat digunakan persamaan:

$$V_0 = \frac{d_{31} \cdot Y \cdot w \cdot x_3}{C} \quad (3.7)$$

dimana, d_{31} = Piezoelectric charge constant (C/N)

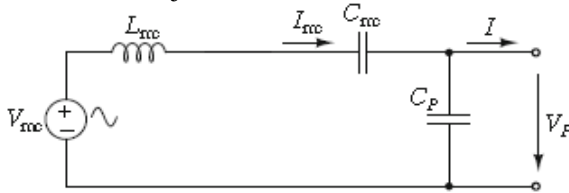
Y = Modulus Young (N/m^2)

w = Lebar piezoelektrik (m)

x_3 = Defleksi piezoelektrik (m)

C = Kapasitansi (f)

Rangkaian kelistrikan dari suatu material piezoelektrik dapat dilihat pada gambar 3.12. pada gambar tersebut dapat diketahui bahwa selain voltase bangkitan, energi listrik yang dihasilkan oleh material piezoelektrik adalah arus listrik dan daya bangkitan. Arus bangkitan dari energi listrik pada mekanisme piezoelektrik tersebut dapat dirumuskan menjadi:



Gambar 3.12 Diagram rangkaian elektromagnetik piezoelektrik jenis batang *cantilever*

$$V_{mc} = L_{mc} \frac{dI_{mc}}{dt} + R_{mc} I_{mc} + \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt + V_p \quad (3.8)$$

$$I_{mc} = \frac{1}{L_{mc}} (V_{mc} - R_{mc} I_{mc} - \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt - V_p) \quad (3.9)$$

Nilai dari V_{mc} , L_{mc} , R_{mc} , dan C_{mc} dapat diperoleh dari:

$$V_{mc} = \frac{F_i}{\Gamma} ; L_{mc} = \frac{m}{\Gamma^2} ; R_{mc} = \frac{d_p}{\Gamma^2} ; C_{mc} = \frac{\Gamma^2}{k_p} ; \Gamma = k_{31}\sqrt{k_p C_p}$$

dimana, $F_i = m \cdot \ddot{y} = m \cdot a$ Gaya lendutan dari eksitasi (N)

m = Massa (kg)

d_p = Konstanta redaman ekuivalen piezoelektrik (N.s/m)

k_p = Konstanta kekakuan ekuivalen piezoelektrik (N/m)

C_p = Kapasitansi piezoelektrik (F)

k_{31} = *Electromechanical coupling factor*

V_p = Voltase bangkitan (V)

V_{mc} = Sumber tegangan pada pemodelan *piezoelectric harvester* (V)

L_{mc} = Induktansi pada pemodelan *piezoelectric harvester* (H)

R_{mc} = Resistansi pada pemodelan *piezoelectric harvester* (Ω)

C_{mc} = Kapasitansi pada pemodelan *piezoelectric harvester* (F)

I_{mc} = Arus listrik pada pemodelan *piezoelectric harvester* (A)

Γ = *Generalized electromechanical coupling factor* (A.s/m)

Sehingga daya bangkitan dari energi listrik pada piezoelektrik dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$P = V_p I_{mc} \quad (3.10)$$

dimana, P = Daya bangkitan piezoelektrik (Watt)

I_{mc} = Arus bangkitan (Ampere)

3.5 Penentuan Parameter Penelitian

Dalam tahap simulasi, terdapat beberapa parameter yang harus ditentukan atau diketahui terlebih dahulu. Parameter tersebut digunakan dalam proses simulasi untuk mencapai tujuan dari penelitian ini. Beberapa parameter yang digunakan meliputi massa, konstanta kekakuan pegas, konstanta redaman, dimensi dari

piezoelektrik, serta frekuensi operasi alat yang akan digunakan. Perlu diketahui beberapa metode secara spesifik yang dapat digunakan untuk menentukan parameter-parameter yang dibutuhkan tersebut, antara lain:

3.5.1 Menentukan Massa Sistem Utama (M_1)

Sistem utama pada alat simulasi getaran berperan sebagai pemberi getaran sekaligus tempat terjadinya getaran. Massa sistem utama yang akan dianalisa terdiri dari beberapa komponen utama yaitu plat datar, batang penyangga plat datar, dan *box* dari mekanisme CPVA yang tersambung dengan plat datar. Oleh karena itu, massa total dari sistem utama yang akan dianalisa dapat diketahui dari persamaan:

$$M_1 = M_{plat\ datar} + M_{batang\ penyangga\ plat} + M_{box\ CPVA} \quad (3.11)$$

Setelah dilakukan perancangan mekanisme sistem utama dan pengukuran dimensi maupun massa komponen pendukung dari sistem utama tersebut, dapat diperoleh massa total sistem utama (M_1) sebesar 6.7 Kg.

3.5.2 Menentukan Massa Sistem CPVA (M_2)

Sistem CPVA yang berperan dalam meredam getaran yang terjadi pada sistem utama, terdiri dari beberapa komponen pendukung antara lain plat baja sebagai massa utama dari mekanisme *absorber*, tempat dudukan *cantilever piezoelectric*, *roller bearing*, dan baut. Sehingga massa total dari sistem CPVA tersebut dapat ditentukan dengan persamaan:

$$M_2 = M_{plat\ absorber} + M_{dudukan\ piezoelektrik} + M_{roller\ bearing} + M_{baut} \quad (3.12)$$

Berdasarkan teori yang bersumber dari buku “*Mechanical Vibrations*” oleh Rao [13], diketahui bahwa rasio perbandingan yang optimum dari massa DVA dengan massa utama diperoleh dari persamaan:

$$\mu = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1}{20} \quad (3.13)$$

Persamaan 3.13 tersebut dapat digunakan sebagai referensi dalam menentukan besar nilai dari massa sistem *CPVA*.

3.5.3 Menentukan Konstanta Kekakuan Pegas Sistem Utama dan *CPVA* (k_0, k_1, k_2, k_3)

Pada penelitian ini, terdapat beberapa pegas yang digunakan dengan rentang konstanta kekakuan rendah hingga sedang. Hal tersebut bertujuan agar mempermudah dalam mengamati getaran yang dapat terjadi pada sistem utama maupun *CPVA*. Untuk mengetahui nilai konstanta kekakuan (k) dari masing-masing pegas, maka dilakukan pengujian terlebih dahulu dengan langkah pertama yaitu memberikan massa tertentu pada pegas yang akan digunakan hingga terjadi perubahan panjang (Δx). Langkah berikutnya adalah mengukur dan mencatat perubahan panjang yang terjadi pada pegas dengan menggunakan alat jangka sorong. Berdasarkan Hukum Hooke yang menyatakan bahwa gaya pegas (F_k) besarnya sebanding dengan deformasi atau perubahan panjang pegas yang terjadi, maka dari data pengujian yang diperoleh dapat ditentukan nilai konstanta kekakuan pegas dengan persamaan:

$$F_k = k \cdot \Delta x \quad (3.14)$$

3.5.4 Menentukan Konstanta Kekakuan Pegas dari *Cantilever Piezoelectric* (k_4)

Pada mekanisme *CPVA*, terdapat piezoelektrik dengan jenis *cantilever beam* yang memiliki besar nilai Modulus Young (E) dan dimensi yang dapat diketahui dari spesifikasi material piezoelektrik yang tersedia. Dengan demikian, untuk mengetahui konstanta kekakuan piezoelektrik dapat digunakan persamaan:

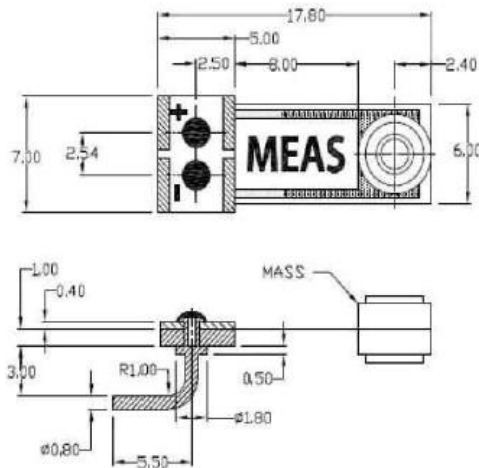
$$k_p = k_4 = \frac{3EI}{l^3} \quad (3.15)$$

$$I = \frac{1}{12} b h^3 \quad (3.16)$$

Berdasarkan persamaan 3.15 dan 3.16 di atas, diketahui bahwa untuk mengetahui konstanta kekakuan pegas dari piezoelektrik yang digunakan, maka perlu mengetahui dimensi dari piezoelektrik tersebut. Piezoelektrik yang digunakan merupakan piezoelektrik Minisense 100 *Vibration Sensor* dengan massa di bagian ujung piezoelektrik dan dapat dilihat pada gambar 3.13. Jenis piezoelektrik yang digunakan merupakan piezoelektrik vertikal atau piezoelektrik yang digunakan untuk pemasangan pada bidang vertikal. Spesifikasi dimensi dari material piezoelektrik yang digunakan tersebut dapat dilihat pada gambar 3.14.



Gambar 3.13 Piezoelektrik Minisense 100 *Vibration Sensor*



Gambar 3.14 Dimensi material piezoelektrik yang digunakan

3.5.5 Menentukan Frekuensi Operaasi pada Sistem Utama

Pada penelitian ini, sistem utama merupakan tempat terjadinya energi getaran yang disebabkan oleh gaya eksitasi dari motor DC yang dihubungkan dengan sebuah pegas. Untuk menentukan nilai frekuensi operasi yang akan digunakan, maka harus ditentukan terlebih dahulu motor DC yang sesuai dengan kebutuhan torsi maupun kecepatan putaran motor dalam penelitian ini. Nilai frekuensi operasi sistem utama dapat ditentukan dengan mengetahui nilai frekuensi natural alat uji terlebih dahulu dengan persamaan:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_{eq}}{M_1}} \quad (3.17)$$

Pada penelitian yang dilakukan oleh Rahma [3], diketahui beberapa teori mengenai nilai optimum dari rasio frekuensi yang telah dilakukan oleh Galal A. Hassaan [4] dan Pachpute [10]. Menurut Pachpute [10], nilai optimum dari rasio frekuensi natural sistem utama dengan frekuensi natural *absorber* berada pada *range* 0,7 hingga 0,8. Sedangkan pada penelitian yang dilakukan oleh Galal A. Hassaan [4], diketahui nilai optimum dari frekuensi operasi dengan frekuensi natural *DVA* adalah 1,07. Hasil penelitian terdahulu berupa nilai optimum rasio frekuensi tersebut dapat digunakan sebagai referensi dalam menentukan besar nilai frekuensi operasi pada sistem utama.

3.6 Parameter Penelitian

Pada penelitian ini telah ditentukan beberapa parameter dari sistem utama, sistem *CPVA*, dan material piezoelektrik yang akan digunakan dalam tahap simulasi untuk mengetahui respon reduksi getaran massa utama dan energi listrik bangkitan yang dapat dihasilkan. Nilai parameter yang telah ditentukan ditunjukkan pada tabel 3.1.

Tabel 3.1 Parameter Penelitian

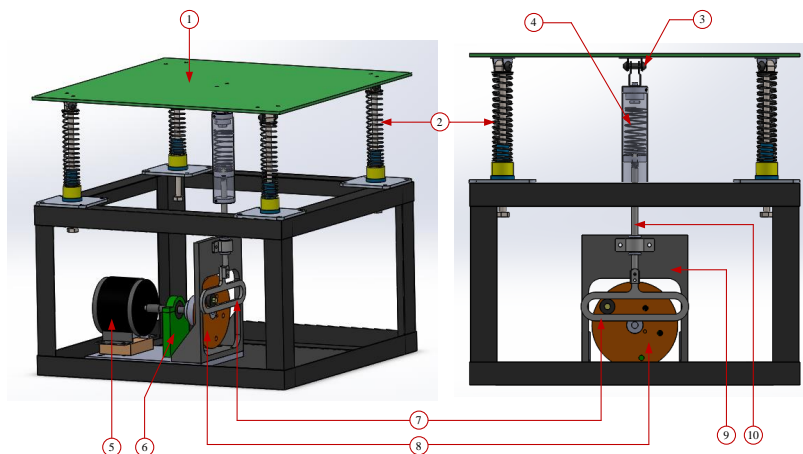
No	Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
1	Massa Sistem Utama	M_1	6	Kg
2	Massa Absorber	M_2	0.3	Kg
3	Massa Piezoelektrik	M_3	6×10^{-4}	Kg
4	Panjang Piezoelektrik	L_{pzt}	12×10^{-3}	m
5	Lebar Piezoelektrik	w_{pzt}	6×10^{-3}	m
6	Tebal Piezoelektrik	t_{pzt}	1×10^{-3}	m
7	Konstanta Kekakuan Piezoelektrik	k_p	5.75×10^{-1}	N/m
8	Kapasitansi Piezoelektrik	C_p	244×10^{-10}	F
9	<i>Electromechanical Coupling Factor</i>	k_{31}	12	%
10	<i>Piezoelectric Charge Constant</i>	d_{31}	110×10^{-12}	C/N
11	Modulus Young	E	3×10^9	N/m ²

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Perancangan

4.1.1 Perancangan Mekanisme Sistem Utama Tanpa CPVA

Mekanisme sistem utama merupakan simulator getaran yang berfungsi untuk memberi getaran sekaligus tempat terjadinya getaran yang akan dilakukan analisa respon dan reduksi perpindahannya. Sistem utama tersebut memiliki dimensi 500x500x800 mm yang terdiri dari massa utama berupa plat datar, pegas, motor DC, mekanisme *scotch* yoke, serta batang pemberi gaya eksitasi. Berikut ini adalah gambar perancangan mekanisme sistem utama yang digunakan pada penelitian ini:



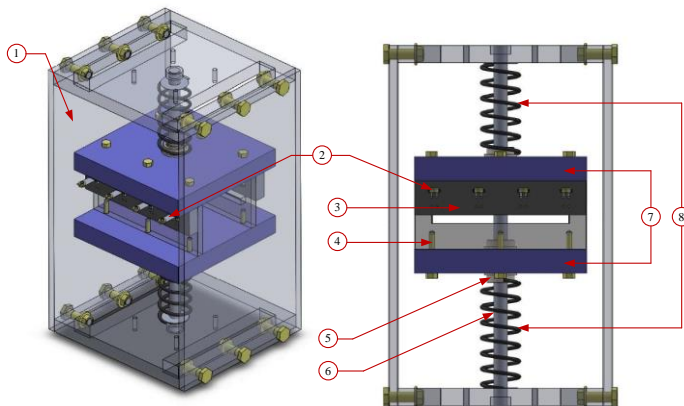
Gambar 4.1 Rancangan mekanisme sistem utama

Keterangan:

- | | | |
|-------------------------|------------------------|---------------------------|
| 1. Plat datar | 5. Motor DC | 8. Massa eksentrik |
| 2. Pegas | 6. <i>Pillow block</i> | 9. Plat pengarah |
| 3. Engsel | 7. <i>Scotch yoke</i> | 10. Batang <i>exciter</i> |
| 4. Pegas <i>exciter</i> | | |

4.1.2 Perancangan Mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber*

Pada penelitian ini, mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA) berfungsi untuk mereduksi getaran massa sistem utama serta sebagai penghasil energi listrik bangkitan. Mekanisme CPVA tersebut memiliki dimensi 130x100x220 mm yang terdiri dari massa absorber, pegas, batang pengarah, serta *cantilever piezoelectric*. Berikut ini adalah gambar perancangan mekanisme CPVA yang digunakan pada penelitian ini:



Gambar 4.2 Rancangan mekanisme CPVA

Keterangan:

- | | |
|------------------------------------|------------------------|
| 1. Box penutup CPVA | 5. Linear ball bearing |
| 2. <i>Cantilever piezoelectric</i> | 6. Batang pengarah |
| 3. Dudukan piezoelektrik | 7. Massa absorber |
| 4. Baut | 8. Pegas absorber |

4.2 Analisa Pemodelan Mekanisme Sistem Utama dan CPVA

Pada penelitian ini, analisa pemodelan dilakukan dalam bentuk blok diagram pada Matlab Simulink. Input penelitian yang telah dilakukan adalah variasi frekuensi operasi, jarak peletakan

CPVA terhadap titik pusat massa, serta jumlah piezoelektrik yang digunakan. Sedangkan output yang dihasilkan dari analisa tersebut adalah respon dan reduksi perpindahan massa sistem utama, voltase dan daya bangkitan yang mampu dihasilkan oleh piezoelektrik.

4.2.1 Analisa Pemodelan Mekanisme Sistem Utama Tanpa CPVA

Pada penelitian ini, massa sistem utama tanpa penambahan CPVA merupakan suatu sistem getaran dengan dua *degree of freedom* dalam arah translasi dan rotasi. Gerak rotasi pada penelitian ini disebabkan oleh perbedaan nilai konstanta kekakuan pegas pada sisi kiri dan sisi kanan sistem utama. Analisa pemodelan pada penelitian ini secara keseluruhan dilakukan dengan membandingkan hasil respon dari massa sistem utama tanpa penambahan CPVA dengan massa sistem utama setelah dilakukan penambahan CPVA. Analisa tersebut diperoleh dari penurunan persamaan gerak dari masing-masing mekanisme serta simulasi dengan blok diagram pada Matlab Simulink. Pemodelan dinamis dan *free body diagram* dari massa utama tanpa penambahan CPVA dapat dilihat pada bab sebelumnya yaitu pada gambar 3.5 dan 3.7.

Berdasarkan pemodelan yang telah dilakukan, diperoleh dua persamaan gerak yang terdiri dari persamaan gerak translasi dan rotasi massa utama tanpa penambahan CPVA. Penurunan persamaan gerak dari massa utama tersebut antara lain:

- Gerak translasi massa utama

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 + (k_0 + k_1 + k_2) x_1 + (c_2 l_2 - c_1 l_1) \dot{\theta} + (k_2 l_2 - k_1 l_1) \theta = k_0 y \quad (4.1)$$

- Gerak rotasi massa utama

$$J_1 \ddot{\theta} + (c_2 l_2 - c_1 l_1) \dot{x}_1 + (k_2 l_2 - k_1 l_1) x_1 + (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2) \dot{\theta} + (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2) \theta = 0 \quad (4.2)$$

Kemudian dilakukan analisa fundamental untuk mengetahui frekuensi natural massa sistem utama melalui persamaan matriks sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & J_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (c_1 + c_2) & (c_2 l_2 - c_1 l_1) \\ (c_1 l_2 - c_2 l_1) & (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_0 + k_1 + k_2) & (k_2 l_2 - k_1 l_1) \\ (k_2 l_2 - k_1 l_1) & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_0 y \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.3)$$

Pada analisa fundamental di atas, digunakan asumsi bahwa tidak ada gaya redaman dan gaya eksternal yang terjadi, serta nilai dari \ddot{x} disubstitusikan dengan $-\lambda x$ dimana diketahui bahwa $\lambda = \omega^2$. Maka persamaan 4.3 di atas dapat diubah menjadi:

$$\left[-\omega^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & J_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_0 + k_1 + k_2) & (k_2 l_2 - k_1 l_1) \\ (k_2 l_2 - k_1 l_1) & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2) \end{bmatrix} \right] \begin{Bmatrix} x_1 \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.4)$$

$$\begin{bmatrix} -m_1 \omega^2 + (k_0 + k_1 + k_2) & (k_2 l_2 - k_1 l_1) \\ (k_2 l_2 - k_1 l_1) & -J_1 \omega^2 + (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.5)$$

Berdasarkan perancangan alat simulator getaran yang digunakan, dapat diketahui beberapa nilai parameter yang digunakan dalam analisa perhitungan seperti pada tabel 4.1.

Tabel 4.1 Parameter Penelitian

No	Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
1	Massa Sistem Utama	m_1	6.7	Kg
2	Massa Inersia Sistem Utama	J_1	0.1396	Kg.m ²
3	Amplitudo pada massa eksentrik	y	0.03	m
4	Koefisien kekakuan pegas dari massa eksentrik	k_0	145	N/m
5	Konstanta kekakuan pegas kiri pada massa 1	k_1	4659.98	N/m

6	Konstanta kekakuan pegas kanan pada massa 1	k_2	7163.34	N/m
7	Konstanta redaman pegas kiri pada massa 1	c_1	1.40	Ns/m
8	Konstanta redaman pegas kanan pada massa 1	c_2	0.76	Ns/m
9	Jarak titik pusat massa 1 ke pegas kiri massa 1	l_1	0.25	m
10	Jarak titik pusat massa 1 ke pegas kanan massa 1	l_2	0.25	m

Dengan memasukkan beberapa parameter penelitian pada persamaan matriks 4.5, maka dapat diketahui persamaan matriks 4.6 untuk menentukan nilai frekuensi natural dari massa sistem utama tanpa penambahan CPVA.

$$\begin{bmatrix} -6.7\omega^2 + 11968.32 & 625.84 \\ 625.84 & -0.1396\omega^2 + 738.9575 \end{bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.6)$$

Jika diketahui $\lambda = \omega^2$, maka:

$$\det \begin{bmatrix} -6.7\lambda + 11968.32 & 625.84 \\ 625.84 & -0.1396\lambda + 738.9575 \end{bmatrix} = 0 \quad (4.7)$$

Sehingga diperoleh nilai dari λ_1 dan λ_2 adalah:

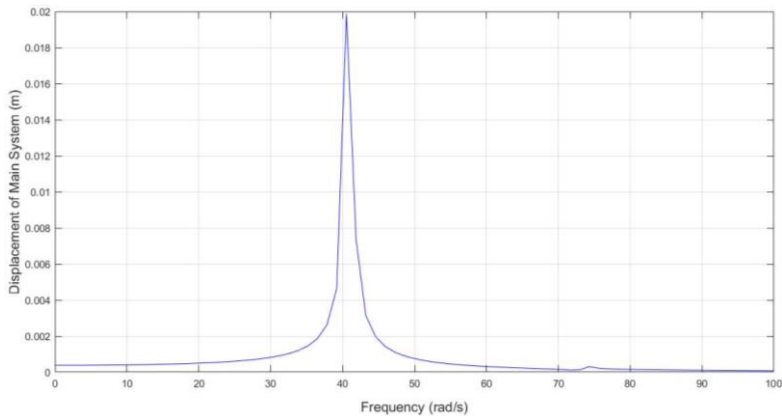
$$\lambda_1 = 1671 ; \lambda_2 = 1671$$

Nilai dari λ_1 dan λ_2 tersebut diubah ke dalam bentuk ω , sehingga diketahui frekuensi natural pertama sistem (ω_{n1}) dan frekuensi natural kedua sistem (ω_{n2}) adalah:

$$\omega_{n1} = 40.87 \frac{rad}{s} ; \omega_{n2} = 73.55 \frac{rad}{s}$$

Untuk menentukan frekuensi natural massa utama tanpa penambahan CPVA, selain dengan menggunakan penurunan persamaan gerak dan analisa fundamental, dapat ditentukan juga dengan menggunakan simulasi blok diagram massa sistem utama

pada Matlab Simulink. Dari simulasi yang telah dilakukan diperoleh *bode diagram* seperti pada gambar 4.3.



Gambar 4.3 *Bode diagram* massa sistem utama tanpa CPVA

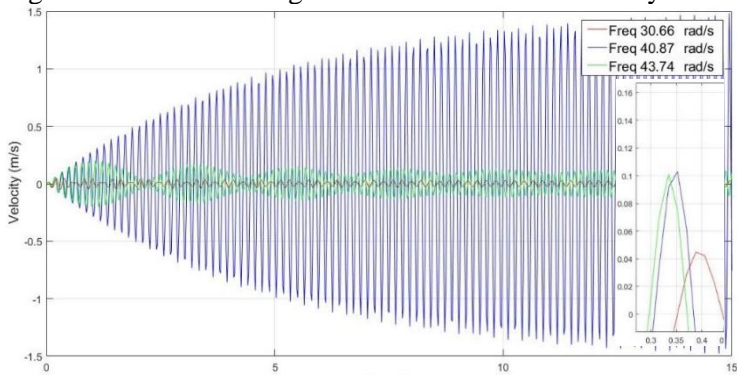
Dari gambar 4.3 tersebut, dapat diketahui massa utama tanpa penambahan CPVA memiliki dua frekuensi natural dengan nilai frekuensi natural pertama dan kedua secara berturut-turut adalah 40.87 rad/s dan 73.55 rad/s. Dua frekuensi natural tersebut dipengaruhi oleh adanya gerak translasi dan rotasi, dimana gerak rotasi tersebut diakibatkan oleh adanya perbedaan nilai konstanta kekakuan pegas pada sisi kiri dan kanan sistem utama tersebut.

4.2.1.1 Analisa Respon Translasi Mekanisme Sistem Utama Tanpa CPVA

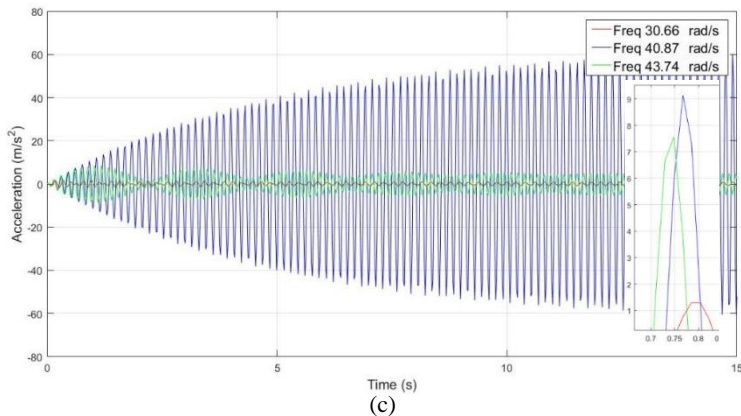
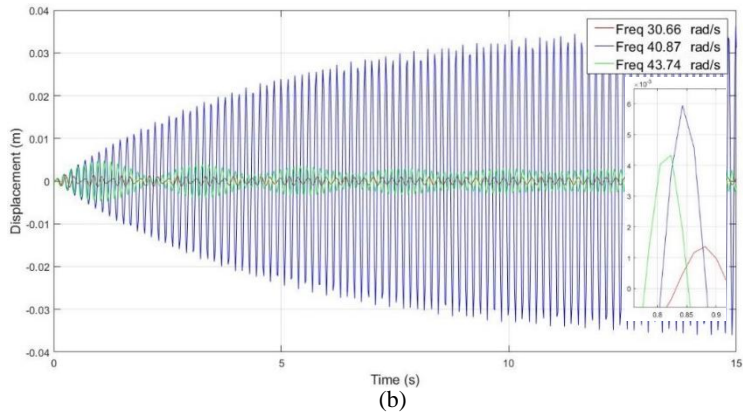
Pada analisa respon massa sistem utama tanpa penambahan CPVA, dilakukan variasi penelitian berupa variasi frekuensi operasi. Variasi tersebut digunakan untuk mengetahui pengaruh frekuensi operasi yang diberikan pada massa sistem utama sebelum dilakukan penambahan CPVA terhadap respon dinamis yang dihasilkan. Variasi pertama yang digunakan pada proses simulasi dan analisa respon tersebut yaitu sebesar 30.66 rad/s yang diperoleh berdasarkan penelitian yang telah dilakukan Pachpute

[10], dimana diketahui bahwa nilai optimum dari rasio frekuensi natural sistem utama dengan frekuensi natural *absorber* berada pada *range* 0,7 hingga 0,8. Variasi frekuensi operasi kedua yaitu 40.87 rad/s dimana frekuensi tersebut merupakan frekuensi natural pertama sistem utama. Sedangkan variasi ketiga sebesar 43.74 rad/s yang diperoleh berdasarkan penelitian Galal A. Hassaan [4], diketahui bahwa nilai optimum dari frekuensi operasi dengan frekuensi natural *DVA* yaitu sebesar 1,07.

Hasil yang diperoleh yaitu berupa respon perpindahan, kecepatan, serta percepatan yang secara berturut-turut dapat dilihat pada gambar 4.4(a), 4.4(b), dan 4.4(c). Respon yang dihasilkan tersebut merupakan hasil simulasi dengan tinjauan arah gerak translasi dimana variasi frekuensi operasi yang digunakan adalah 30.66 rad/s, 40.87 rad/s dan 43.74 rad/s. Dari grafik-grafik tersebut, dapat diketahui pengaruh variasi frekuensi operasi terhadap respon yang dihasilkan. Pada grafik respon 4.4(a), 4.4(b), dan 4.4(c), garis biru menunjukkan respon dari sistem utama jika frekuensi operasi yang diberikan adalah frekuensi natural sistem utama atau sebesar 40.87 rad/s. Sedangkan garis merah dan garis hijau secara berturut-turut menunjukkan respon dari frekuensi 30.66 rad/s dan 43.74 rad/s. Dari grafik-grafik tersebut dapat diketahui bahwa dengan digunakannya frekuensi natural pertama sistem sebagai frekuensi operasi, maka respon yang dihasilkan mampu menghasilkan nilai yang lebih besar dibandingkan frekuensi-frekuensi lainnya.



(a)

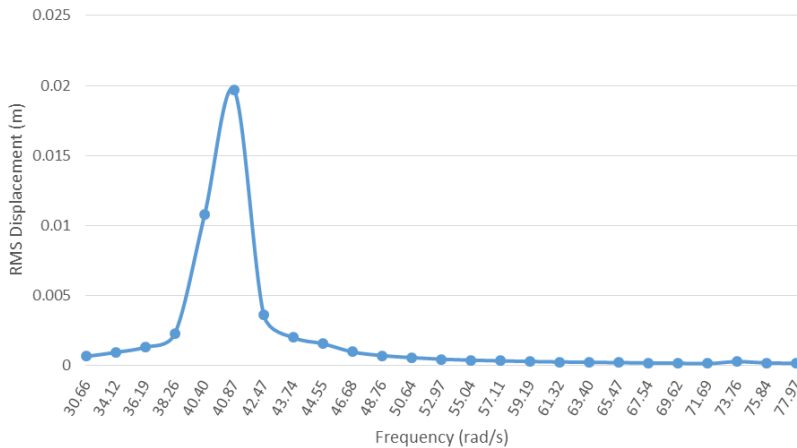


Gambar 4.4 Respon perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada massa sistem utama tanpa CPVA

Berdasarkan nilai RMS perpindahan yang diperoleh pada tabel 4.2, kemudian dapat diubah ke dalam bentuk grafik respon perpindahan terhadap variasi frekuensi operasi yang ditunjukkan pada gambar 4.5. Selain digunakan tiga variasi frekuensi awal (30.66 rad/s, 40.87 rad/s, dan 43.74 rad/s), dapat digunakan juga variasi frekuensi dengan *range* 34.12 rad/s hingga 77.97 rad/s dengan kelipatan 2.1 rad/s.

Tabel 4.2 Nilai RMS Perpindahan Massa Sistem Utama Tanpa CPVA

No	Frekuensi (rad/s)	RMS Perpindahan (m)
1	30.66	6.39E-04
2	34.12	9.28E-04
3	36.19	1.31E-03
4	38.26	2.29E-03
5	40.40	1.08E-02
6	40.87	1.96E-02
7	42.47	3.59E-03
8	43.74	2.00E-03
9	44.55	1.55E-03
10	46.68	9.61E-04
11	48.76	6.97E-04
12	50.64	5.51E-04
13	52.97	4.40E-04
14	55.04	3.70E-04
15	57.11	3.17E-04
16	59.19	2.77E-04
17	61.32	2.43E-04
18	63.40	2.16E-04
19	65.47	1.93E-04
20	67.54	1.72E-04
21	69.62	1.51E-04
22	71.69	1.24E-04
23	73.76	2.65E-04
24	75.84	1.71E-04
25	77.97	1.45E-04



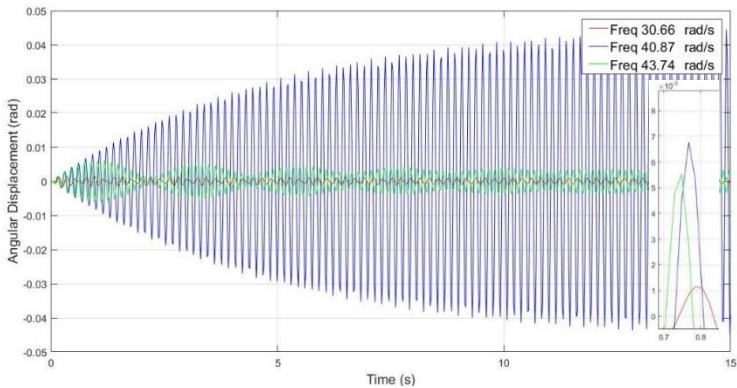
Gambar 4.5 Grafik RMS perpindahan terhadap frekuensi operasi massa sistem utama tanpa CPVA

Pada gambar 4.5 dapat diketahui bahwa RMS perpindahan yang paling tinggi terjadi pada frekuensi operasi 40.87 dan 73.76 rad/s atau pada frekuensi natural pertama dan kedua dari massa utama. Grafik tersebut menunjukkan bentuk grafik yang sama dengan *bode diagram* yang diperoleh dari proses simulasi untuk menentukan frekuensi natural seperti pada gambar 4.3.

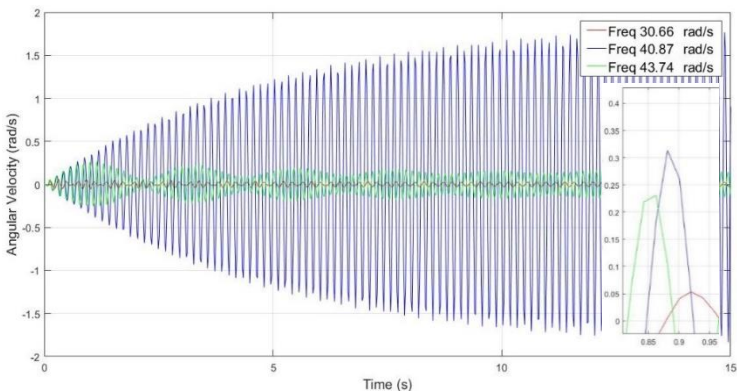
4.2.1.2 Analisa Respon Rotasi Mekanisme Sistem Utama Tanpa CPVA

Pada analisa respon massa sistem utama tanpa penambahan CPVA, selain dilakukan tinjauan dalam arah gerak translasi, dapat dilakukan juga tinjauan arah gerak rotasi. Variasi yang digunakan pada analisa respon rotasi ini sama dengan analisa respon translasi yaitu sebesar 30.66 rad/s, 40.87 rad/s dan 43.74 rad/s. Hasil yang diperoleh berupa respon perpindahan sudut, kecepatan sudut, serta percepatan sudut yang secara berturut-turut dapat dilihat pada gambar 4.6(a), 4.6(b), dan 4.6(c). Dari grafik-grafik tersebut, dapat diketahui pengaruh variasi frekuensi operasi terhadap respon yang dihasilkan.

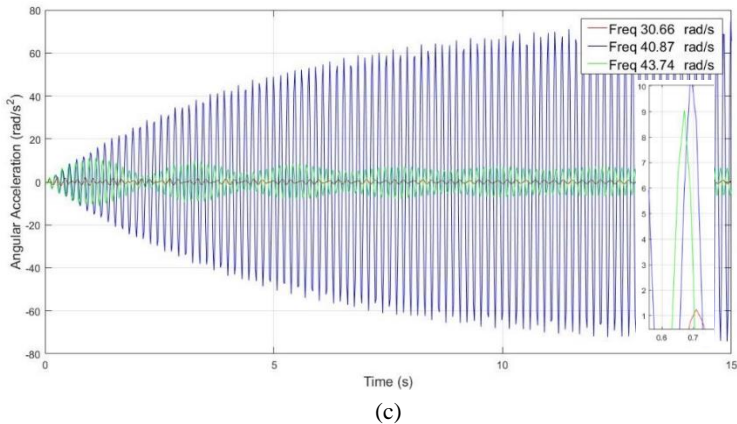
Pada grafik respon 4.6(a), 4.6(b), dan 4.6(c), garis biru menunjukkan respon dari sistem utama jika frekuensi operasi yang diberikan sebesar 40.87 rad/s. Sedangkan garis merah dan garis hijau secara berturut-turut menunjukkan respon dari frekuensi 30.66 rad/s dan 43.74 rad/s. Dari grafik respon perpindahan sudut, kecepatan sudut, dan percepatan sudut, dapat diketahui bahwa dengan digunakannya frekuensi natural pertama sistem sebagai frekuensi operasi, maka respon dengan arah gerak rotasi yang dihasilkan mampu menghasilkan nilai yang lebih besar dibandingkan frekuensi-frekuensi lainnya.



(a)



(b)

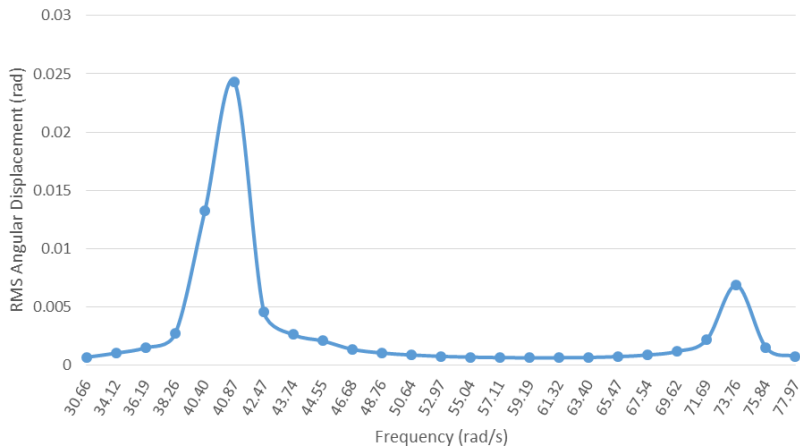


Gambar 4.6 Respon perpindahan sudut (a), kecepatan sudut (b), dan percepatan sudut (c) pada massa sistem utama tanpa CPVA

Dari simulasi tersebut dapat diperoleh juga nilai RMS perpindahan sudut, kecepatan sudut, serta percepatan sudut dari massa utama yang dapat dilihat pada tabel 4.3. Nilai dari RMS perpindahan sudut kemudian dapat diubah ke dalam bentuk grafik respon perpindahan sudut terhadap variasi frekuensi operasi yang ditunjukkan pada gambar 4.7. Variasi frekuensi operasi yang digunakan pada tabel 4.3 antara lain 30.66 rad/s, 40.87 rad/s, 43.74 rad/s, dan frekuensi dengan *range* 34.12 rad/s hingga 77.97 rad/s dengan kelipatan 2.1 rad/s. Pada grafik tersebut dapat diketahui bahwa RMS perpindahan sudut yang paling tinggi terjadi pada frekuensi operasi 40.87 dan 73.76 rad/s.

Tabel 4.3 Nilai RMS Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama Tanpa CPVA

No	Frekuensi (rad/s)	RMS Perpindahan Sudut (rad)
1	30.66	6.70E-04
2	34.12	1.02E-03
3	36.19	1.49E-03
4	38.26	2.70E-03
5	40.40	1.32E-02
6	40.87	2.43E-02
7	42.47	4.58E-03
8	43.74	2.62E-03
9	44.55	2.07E-03
10	46.68	1.35E-03
11	48.76	1.03E-03
12	50.64	8.63E-04
13	52.97	7.45E-04
14	55.04	6.77E-04
15	57.11	6.36E-04
16	59.19	6.19E-04
17	61.32	6.22E-04
18	63.40	6.52E-04
19	65.47	7.22E-04
20	67.54	8.62E-04
21	69.62	1.17E-03
22	71.69	2.18E-03
23	73.76	6.86E-03
24	75.84	1.52E-03
25	77.97	7.40E-04



Gambar 4.7 Grafik RMS perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama tanpa CPVA

4.2.2 Analisa Pemodelan Mekanisme Sistem Utama Dengan CPVA (Jumlah Piezoelektrik Tetap)

Mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA) merupakan suatu sistem yang berperan sebagai peredam getaran dan penghasil energi bangkitan melalui piezoelektrik yang digunakan dalam jumlah tertentu. Analisa respon mekanisme massa sistem utama dengan penambahan CPVA dicari agar dapat dibandingkan dengan hasil respon mekanisme massa sistem utama tanpa penambahan CPVA. Analisa tersebut diperoleh dari penurunan persamaan gerak dari masing-masing mekanisme serta simulasi dengan blok diagram pada Matlab Simulink. Pemodelan dinamis dan *free body diagram* dari massa sistem utama setelah dilakukan penambahan CPVA dapat dilihat pada bab sebelumnya yaitu pada gambar 3.6, 3.8, 3.9, dan 3.10. Dari pemodelan tersebut, dapat diperoleh persamaan gerak yang terdiri dari persamaan gerak translasi massa utama, persamaan gerak rotasi massa utama, persamaan gerak massa *absorber*, serta persamaan gerak *cantilever piezoelectric* yang secara beturut-turut ditunjukkan pada persamaan 4.8, 4.9, 4.10, dan 4.11.

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2 + c_3) \dot{x}_1 - c_3 \dot{x}_2 + (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) x_1 - k_3 x_2 + (c_2 l_2 + c_3 b - c_1 l_1) \dot{\theta} + (k_2 l_2 + k_3 b - k_1 l_1) \theta = k_0 y \quad (4.8)$$

$$J_1 \ddot{\theta} + (c_2 l_2 + c_3 b - c_1 l_1) \dot{x}_1 - c_3 b \dot{x}_2 + (k_2 l_2 + k_3 b - k_1 l_1) x_1 - k_3 b x_2 + (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2 + c_3 b^2) \dot{\theta} + (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_3 b^2) \theta = 0 \quad (4.9)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_3 \dot{x}_1 + (c_3 + c_{4eq}) \dot{x}_2 - c_{4eq} \dot{x}_3 - c_3 b \dot{\theta} - k_3 x_1 + (k_3 + k_{4eq}) x_2 - k_{4eq} x_3 - k_3 b \theta = -\Gamma n V_p \quad (4.10)$$

$$m_{3eq} \ddot{x}_3 - c_{4eq} \dot{x}_2 + c_{4eq} \dot{x}_3 - k_{4eq} x_2 + k_{4eq} x_3 = \Gamma n V_p \quad (4.11)$$

Kemudian dapat dilakukan analisa fundamental untuk menentukan frekuensi natural massa sistem utama dengan penambahan CPVA melalui persamaan matriks berikut:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (c_1 + c_2 + c_3) & -c_3 & 0 & (c_2 l_2 + c_3 b - c_1 l_1) \\ -c_3 & (c_3 + c_{4eq}) & -c_{4eq} & -c_3 b \\ 0 & -c_{4eq} & c_{4eq} & 0 \\ (c_2 l_2 + c_3 b - c_1 l_1) & -c_3 b & 0 & (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2 + c_3 b^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) & -k_3 & 0 & (k_2 l_2 + k_3 b - k_1 l_1) \\ -k_3 & (k_3 + k_{4eq}) & -k_{4eq} & -k_3 b \\ 0 & -k_{4eq} & k_{4eq} & 0 \\ (k_2 l_2 + k_3 b - k_1 l_1) & -k_3 b & 0 & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_3 b^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_0 y \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.12)$$

Dengan asumsi tidak ada redaman dan gaya eksternal yang terjadi, serta nilai \ddot{x} disubstitusikan dengan $-\lambda x$, dimana diketahui bahwa $\lambda = \omega^2$. Maka persamaan 4.12 dapat diubah menjadi:

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) & -k_3 & 0 & (k_2 l_2 + k_3 b - k_1 l_1) \\ -k_3 & (k_3 + k_{4eq}) & -k_{4eq} & -k_3 b \\ 0 & -k_{4eq} & k_{4eq} & 0 \\ (k_2 l_2 + k_3 b - k_1 l_1) & -k_3 b & 0 & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_3 b^2) \end{bmatrix} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.13)$$

$$\begin{bmatrix} -m_1\omega^2 + (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) & -k_3 & 0 & (k_2l_2 + k_3b - k_1l_1) \\ -k_3 & -m_2\omega^2 + (k_3 + k_{4eq}) & -k_{4eq} & -k_3b \\ 0 & -k_{4eq} & -m_3\omega^2 + k_{4eq} & 0 \\ (k_2l_2 + k_3b - k_1l_1) & -k_3b & 0 & -J_1\omega^2 + (k_1l_1^2 + k_2l_2^2 + k_3b^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.14)$$

Terdapat beberapa nilai parameter yang digunakan dalam analisa perhitungan mekanisme massa sistem utama dengan penambahan CPVA seperti pada tabel 4.4.

Tabel 4.4 Parameter Penelitian

No	Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
1	Massa Sistem Utama	m_1	6.7	Kg
2	Massa Inersia Sistem Utama	J_1	0.1396	Kg.m ²
3	Massa Absorber	m_2	0.88	Kg
4	Amplitudo pada massa eksentrik	y	0.03	m
5	Koefisien kekakuan pegas dari massa eksentrik	k_0	145	N/m
6	Konstanta kekakuan pegas kiri pada massa 1	k_1	4659.98	N/m
7	Konstanta kekakuan pegas kanan pada massa 1	k_2	7163.34	N/m
8	Konstanta kekakuan pegas pada batang pengarah CPVA	k_3	1492.37	N/m
9	Konstanta redaman pegas kiri pada massa 1	c_1	1.40	Ns/m
10	Konstanta redaman pegas kanan pada massa 1	c_2	0.76	Ns/m
11	Konstanta redaman pegas pada batang pengarah CPVA	c_3	2.55	Ns/m

12	Jarak titik pusat massa 1 ke pegas kiri massa 1	l_1	0.25	m
13	Jarak titik pusat massa 1 ke pegas kanan massa 1	l_2	0.25	m

Dengan memasukkan beberapa parameter penelitian pada tabel 4.4 ke dalam persamaan matriks 4.14, maka dapat diketahui persamaan matriks 4.15 untuk menentukan nilai frekuensi natural dari massa sistem utama dengan penambahan CPVA. Selain itu, untuk menentukan frekuensi natural sistem, diperlukan juga parameter lain dimana parameter tersebut digunakan sebagai variasi pada penelitian ini, antara lain:

- Jumlah piezoelektrik (n)
 $n = 2200$
- Massa piezoelektrik ekuivalen (m_3)
 $m_3 = 0.0006 \text{ Kg} \times 2200$
 $= 1.32 \text{ Kg}$
- Konstanta kekakuan piezoelektrik ekuivalen (k_{4eq})
 $k_{4eq} = 0.575 \text{ N/m} \times 2200$
 $= 1265 \text{ N/m}$
- Jarak CPVA terhadap titik pusat massa utama (b)
 $b = 0.1 \text{ m}$

$$\begin{bmatrix} -6.7\omega^2 + 13460.69 & -1492.37 & 0 & 775.08 \\ -1492.37 & -0.878\omega^2 + 2757.37 & -1265 & -149.24 \\ 0 & -1265 & -1.32\omega^2 + 1265 & 0 \\ 775.08 & -149.24 & 0 & -0.1396\omega^2 + 753.88 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.15)$$

Jika diketahui $\lambda = \omega^2$, maka:

$$\det \begin{bmatrix} -6.7\lambda + 13460.69 & -1492.37 & 0 & 775.08 \\ -1492.37 & -0.878\lambda + 2757.37 & -1265 & -149.24 \\ 0 & -1265 & -1.32\lambda + 1265 & 0 \\ 775.08 & -149.24 & 0 & -0.1396\lambda + 753.88 \end{bmatrix} = 0 \quad (4.16)$$

Sehingga diperoleh nilai dari frekuensi natural pada mekanisme massa sistem utama dengan penambahan *CPVA* adalah:

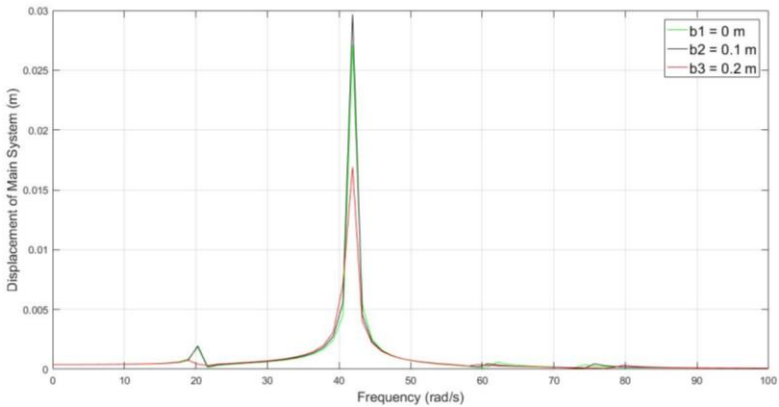
$$\omega_{n1} = 20.13 \frac{\text{rad}}{\text{s}} ; \omega_{n2} = 41.78 \frac{\text{rad}}{\text{s}} ; \omega_{n3} = 60.34 \frac{\text{rad}}{\text{s}} ; \omega_{n4} = 75.61 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Selain mengetahui frekuensi natural massa utama dengan variasi peletakan posisi *CPVA* terhadap titik pusat massa utama (*b*) sebesar 0.1 m dan variasi jumlah piezoelektrik sebanyak 2200 seperti perhitungan di atas, dapat diketahui juga frekuensi natural pada berbagai kondisi lainnya yang dipengaruhi oleh variasi jumlah piezoelektrik serta peletakan posisi *CPVA*. Dengan langkah perhitungan yang sama, serta dengan ditentukannya variasi jarak *CPVA* terhadap titik pusat massa utama sebesar 0 m, 0.1 m, 0.2 m dan variasi jumlah piezoelektrik sebanyak 1600, 1900, 2200 yang digunakan pada tahap analisa, maka dapat diperoleh nilai masing-masing frekuensi natural seperti pada tabel 4.5.

Tabel 4.5 Frekuensi Natural Massa Utama dengan Penambahan *CPVA*

Jumlah PZT	Frekuensi Natural Sistem dengan <i>CPVA</i> (rad/s)											
	b = 0 m				b = 0.1 m				b = 0.2 m			
	ω_{n1}	ω_{n2}	ω_{n3}	ω_{n4}	ω_{n1}	ω_{n2}	ω_{n3}	ω_{n4}	ω_{n1}	ω_{n2}	ω_{n3}	ω_{n4}
1600	18.89	41.03	57.31	73.64	18.93	40.99	55.89	75.44	18.76	40.97	53.91	78.98
1900	20.75	41.84	60.01	73.64	20.8	41.63	58.67	75.53	20.59	41.43	56.83	79.14
2200	20.08	42.04	61.7	73.65	20.13	41.78	60.34	75.61	19.92	41.53	58.5	79.28

Grafik frekuensi terhadap perpindahan dari massa sistem utama dengan penambahan mekanisme *CPVA* dapat diketahui melalui *bode diagram* seperti pada gambar 4.8. Pada *bode diagram* tersebut dilakukan tiga variasi jarak posisi *CPVA* terhadap titik pusat massa utama yaitu sebesar 0 m, 0.1 m, dan 0.2 m. Sedangkan variasi jumlah piezoelektrik yang digunakan sebanyak 2200 buah.



Gambar 4.8 Bode diagram massa sistem utama dengan penambahan CPVA

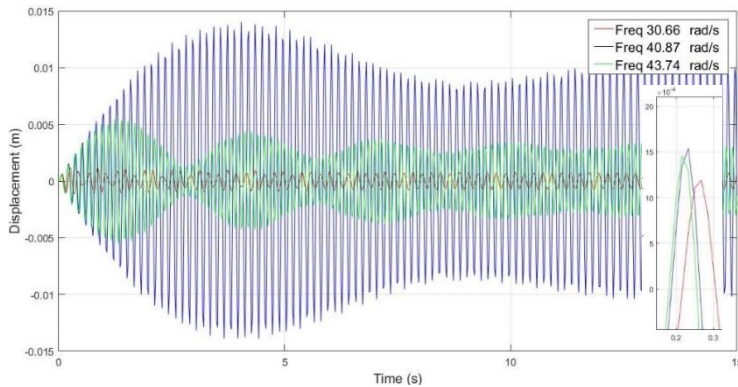
Berdasarkan bode diagram pada gambar 4.8, dapat diketahui pengaruh pergeseran posisi CPVA terhadap perpindahan massa sistem utama. Garis hijau menunjukkan sistem utama dengan penambahan CPVA pada titik pusat massa utama. Garis merah menunjukkan peletakan CPVA yang digeser sejauh 0.2 m dari titik pusat massa utama. Sedangkan garis hitam menunjukkan grafik dimana CPVA digeser sejauh 0.1 m dari titik pusat massa utama. Dari ketiga variasi tersebut, respon perpindahan pada daerah frekuensi natural sistem utama yang paling besar dihasilkan oleh penambahan CPVA yang diletakkan sejauh 0.1 m. Sedangkan penambahan CPVA pada posisi sejauh 0.2 m dari titik pusat massa utama mampu menghasilkan perpindahan yang paling kecil.

4.2.2.1 Analisa Respon Translasi Mekanisme Sistem Utama Dengan CPVA (Jumlah Piezoelektrik Tetap)

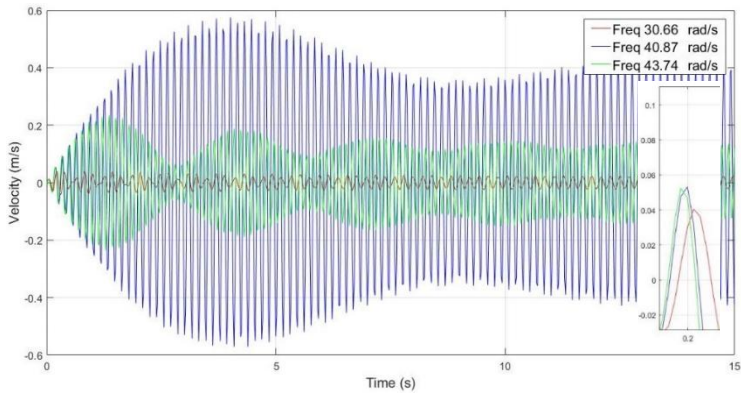
Analisa pemodelan massa sistem utama dengan penambahan CPVA dilakukan dengan menggunakan dua variasi antara lain variasi frekuensi operasi serta variasi peletakan CPVA terhadap titik pusat massa utama. Untuk memudahkan dalam proses analisa, kedua variasi tersebut digunakan dengan jumlah piezoelektrik

tidak berubah yaitu sebanyak 2200 piezoelektrik. Variasi frekuensi yang digunakan antara lain 30.66 rad/s, 40.87 rad/s, dan 43.74 rad/s. Sedangkan variasi posisi *CPVA* terhadap titik pusat massa utama yaitu 0 m, 0.1 m, dan 0.2 m.

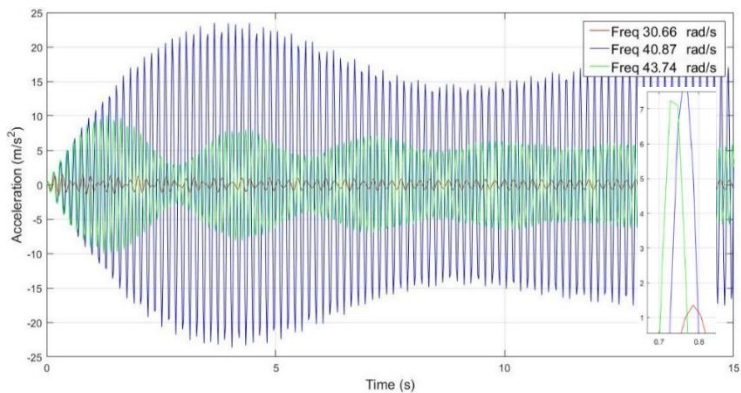
Simulasi pemodelan massa sistem utama dengan penambahan *CPVA* akan menghasilkan respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan massa sistem utama dengan tinjauan arah gerak translasi yang secara berturut-turut dapat dilihat pada gambar 4.9(a), 4.9(b), dan 4.9(c). Hasil simulasi tersebut digunakan untuk mengetahui pengaruh frekuensi operasi terhadap respon-respon yang dihasilkan. Pada grafik tersebut, jarak posisi *CPVA* terhadap titik pusat massa utama yang digunakan adalah 0.2 m. Selain dengan variasi frekuensi operasi, dapat dilakukan juga analisa respon yang dipengaruhi oleh perubahan jarak posisi *CPVA*. Hasil simulasi dengan variasi jarak posisi *CPVA* tersebut dapat dilihat pada gambar 4.10. Frekuensi operasi yang digunakan pada simulasi variasi posisi *CPVA* tersebut yaitu sebesar 40.87 rad/s dimana frekuensi tersebut merupakan frekuensi natural pertama massa sistem utama.



(a)



(b)

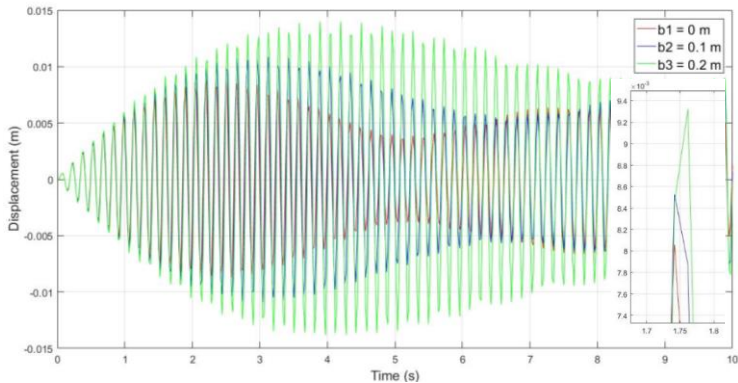


(c)

Gambar 4.9 Respon perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada massa sistem utama dengan penambahan CPVA

Pada gambar 4.9, garis biru menunjukkan respon dari sistem utama jika frekuensi operasi yang diberikan sebesar 40.87 rad/s. Sedangkan garis merah dan garis hijau secara berturut-turut menunjukkan respon dari frekuensi 30.66 rad/s dan 43.74 rad/s. Dari grafik respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan setelah

dilakukannya penambahan *CPVA*, dapat diketahui bahwa dengan digunakannya frekuensi natural pertama sistem sebagai frekuensi operasi, maka respon dengan arah gerak translasi yang dihasilkan mampu menghasilkan nilai yang lebih besar dibandingkan frekuensi-frekuensi lainnya. Sedangkan dari gambar 4.10, dapat diketahui bahwa peletakan *CPVA* sejauh 0.2 m dari titik pusat massa utama mampu menghasilkan perpindahan massa utama yang lebih besar dibandingkan jarak posisi *CPVA* lainnya. Parameter frekuensi operasi yang digunakan pada simulasi untuk mengetahui pengaruh jarak *CPVA* ini adalah 40.87 rad/s atau pada frekuensi natural pertama sistem utama.

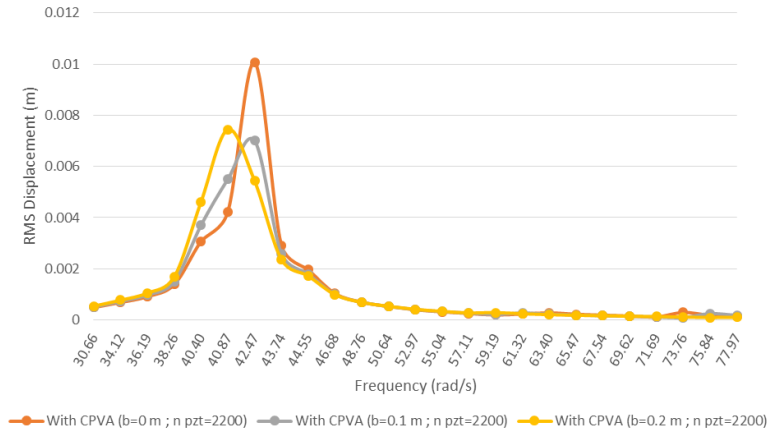


Gambar 4.10 Respon perpindahan massa sistem utama dengan penambahan *CPVA* dan variasi jarak posisi *CPVA* terhadap titik pusat massa utama

Dari simulasi yang telah dilakukan dapat diperoleh hasil simulasi berupa nilai RMS yang menunjukkan nilai respon perpindahan pada mekanisme massa utama dengan variasi jarak posisi *CPVA* yang dapat dilihat pada tabel 4.6. Berdasarkan nilai RMS perpindahan yang diperoleh pada tabel 4.6, kemudian dapat diubah ke dalam bentuk grafik respon perpindahan terhadap beberapa variasi frekuensi operasi yang ditunjukkan pada gambar 4.11.

Tabel 4.6 Nilai RMS Perpindahan Massa Sistem Utama dengan CPVA dan Variasi Posisi Jarak CPVA Terhadap Titik Pusat Massa Sistem Utama

No	Frekuensi (rad/s)	RMS Perpindahan (m)		
		b = 0	b = 0.1	b = 0.2
1	30.66	4.89E-04	5.15E-04	5.43E-04
2	34.12	6.88E-04	7.29E-04	7.74E-04
3	36.19	9.15E-04	9.81E-04	1.05E-03
4	38.26	1.39E-03	1.50E-03	1.68E-03
5	40.40	3.07E-03	3.70E-03	4.61E-03
6	40.87	4.22E-03	5.50E-03	7.45E-03
7	42.47	1.01E-02	7.00E-03	5.43E-03
8	43.74	2.92E-03	2.60E-03	2.37E-03
9	44.55	1.97E-03	1.80E-03	1.72E-03
10	46.68	1.04E-03	1.00E-03	9.91E-04
11	48.76	6.97E-04	6.95E-04	6.92E-04
12	50.64	5.29E-04	5.32E-04	5.36E-04
13	52.97	3.99E-04	4.09E-04	4.17E-04
14	55.04	3.19E-04	3.31E-04	3.41E-04
15	57.11	2.54E-04	2.68E-04	2.77E-04
16	59.19	1.97E-04	2.17E-04	2.90E-04
17	61.32	2.38E-04	2.74E-04	2.44E-04
18	63.40	2.80E-04	2.28E-04	2.11E-04
19	65.47	2.25E-04	1.93E-04	1.87E-04
20	67.54	1.87E-04	1.67E-04	1.66E-04
21	69.62	1.56E-04	1.44E-04	1.49E-04
22	71.69	1.20E-04	1.19E-04	1.32E-04
23	73.76	2.93E-04	9.52E-05	1.15E-04
24	75.84	1.85E-04	2.48E-04	9.85E-05
25	77.97	1.51E-04	1.81E-04	1.06E-04



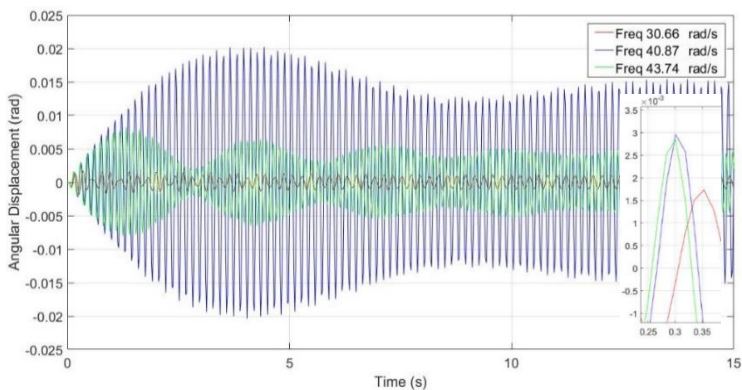
Gambar 4.11 Grafik RMS perpindahan terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan penambahan *CPVA* dan variasi jarak *CPVA* terhadap titik pusat massa utama

Berdasarkan gambar 4.11, dapat diketahui bahwa RMS perpindahan yang paling tinggi terjadi ketika frekuensi operasi yang digunakan berada pada daerah sekitar frekuensi natural pertama sistem utama atau sebesar 40.87 rad/s. Perubahan posisi jarak *CPVA* terhadap titik pusat massa sistem utama berpengaruh terhadap perpindahan yang terjadi. Dari grafik di atas, diketahui bahwa perpindahan terbesar terjadi ketika *CPVA* diletakkan pada titik pusat massa utama pada frekuensi 42.47 rad/s. Sedangkan dengan pergeseran jarak *CPVA* sejauh 0.2 m dapat menghasilkan perpindahan yang lebih kecil dari kondisi ketika diletakkan di titik pusat massa utama pada frekuensi operasi 40.87 rad/s. Serta dengan pergeseran jarak *CPVA* sebesar 0.1 m, dapat dihasilkan perpindahan yang paling kecil dibandingkan lainnya pada frekuensi sebesar 42.47. Akan tetapi, jika ditinjau pada kondisi frekuensi natural pertama sistem utama sebelum diberi penambahan *CPVA* atau pada frekuensi 40.87 rad/s, maka perpindahan yang terbesar terjadi ketika *CPVA* diletakkan dengan jarak 0.2 m. Sedangkan perpindahan terkecil pada frekuensi operasi 40.87 rad/s adalah ketika *CPVA* diletakkan pada titik pusat

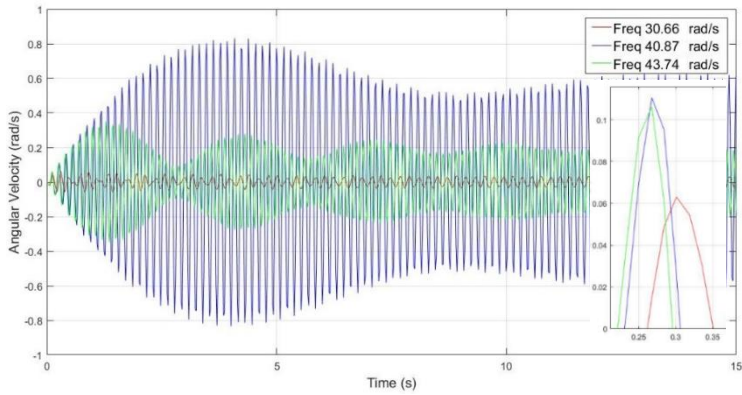
massa utama. Oleh karena itu, dengan kondisi frekuensi operasi yang digunakan adalah frekuensi natural pertama sistem utama, semakin jauh jarak *CPVA* dari titik pusat massa utama, maka semakin besar respon perpindahan yang dihasilkan.

4.2.2.2 Analisa Respon Rotasi Mekanisme Sistem Utama Dengan *CPVA* (Jumlah Piezoelektrik Tetap)

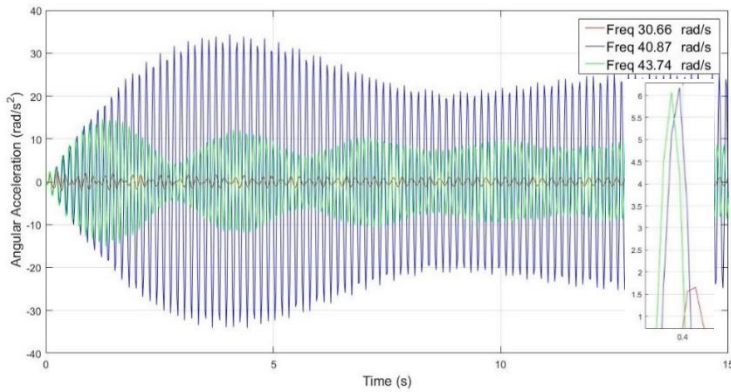
Selain dilakukan analisa dengan tinjauan dalam arah gerak translasi, analisa pemodelan massa sistem utama dengan penambahan *CPVA* dilakukan dengan tinjauan arah gerak rotasi. Frekuensi operasi yang digunakan pada analisa respon rotasi ini sama dengan analisa respon translasi yaitu sebesar 30.66 rad/s, 40.87 rad/s, dan 43.74 rad/s dengan jumlah piezoelektrik yang digunakan sebanyak 2200. Sedangkan jarak *CPVA* dari titik pusat massa utama yang digunakan adalah 0.2 m. Hasil yang diperoleh berupa respon perpindahan sudut, kecepatan sudut, serta percepatan sudut terhadap variasi frekuensi operasi yang secara berturut-turut dapat dilihat pada gambar 4.12(a), 4.12(b), dan 4.12(c).



(a)



(b)

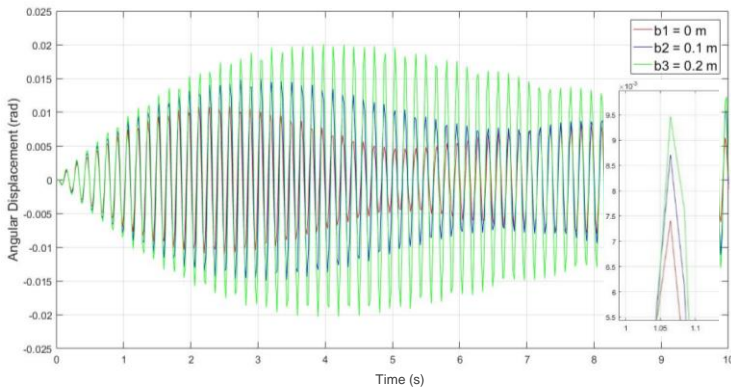


(c)

Gambar 4.12 Respon perpindahan sudut (a), kecepatan sudut (b), dan percepatan sudut (c) pada massa sistem utama dengan penambahan *CPVA* dan variasi frekuensi operasi

Hasil simulasi dengan variasi jarak posisi *CPVA* dapat dilihat pada gambar 4.13. Pada gambar grafik respon perpindahan sudut tersebut, digunakan variasi perubahan jarak *CPVA* terhadap titik pusat massa utama sebesar 0 m, 0.1 m, dan 0.2 m. Frekuensi operasi yang digunakan pada simulasi variasi posisi *CPVA* tersebut adalah frekuensi natural pertama massa sistem utama yaitu sebesar 40.87

rad/s. Pada gambar 4.12 yaitu grafik respon perpindahan sudut, kecepatan sudut, dan percepatan sudut setelah dilakukannya penambahan *CPVA*, dapat diketahui bahwa dengan digunakannya frekuensi natural pertama sistem sebagai frekuensi operasi, maka respon dengan arah gerak rotasi yang dihasilkan mampu menghasilkan nilai yang lebih besar dibandingkan frekuensi-frekuensi lainnya. Hal tersebut menunjukkan reposn yang sebanding dengan perpindahan dalam arah gerak translasi seperti pada sub-bab sebelumnya. Sedangkan dari gambar 4.13, dapat diketahui bahwa peletakan *CPVA* sejauh 0.2 m dari titik pusat massa utama mampu menghasilkan perpindahan sudut massa utama yang lebih besar dibandingkan jarak posisi *CPVA* lainnya. Parameter frekuensi operasi yang digunakan pada simulasi untuk mengetahui pengaruh jarak *CPVA* ini adalah 40.87 rad/s atau pada frekuensi natural pertama sistem utama.



Gambar 4.13 Respon perpindahan sudut massa sistem utama dengan penambahan *CPVA* dan variasi jarak posisi *CPVA* terhadap titik pusat massa utama

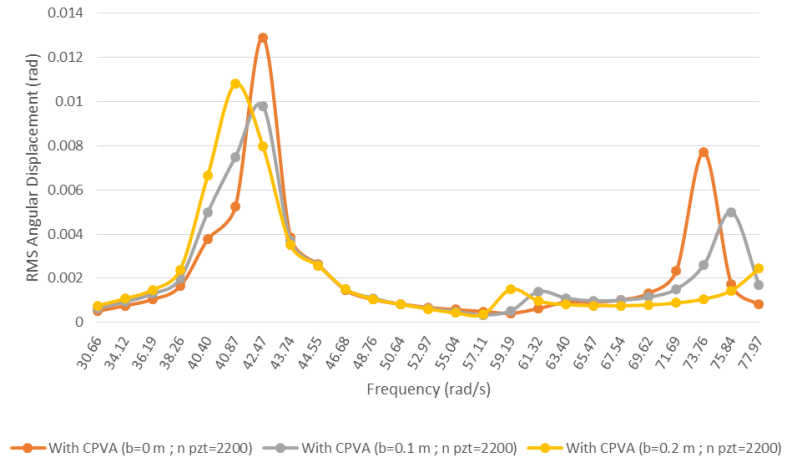
Dari simulasi yang telah dilakukan dapat diperoleh hasil simulasi berupa nilai RMS yang menunjukkan nilai respon perpindahan pada mekanisme massa utama dengan variasi jarak posisi *CPVA* yang dapat dilihat pada tabel 4.6. Berdasarkan nilai

RMS perpindahan yang diperoleh pada tabel 4.6, kemudian dapat diubah ke dalam bentuk grafik respon perpindahan sudut terhadap beberapa variasi frekuensi operasi yang ditunjukkan pada gambar 4.14.

Tabel 4.7 Nilai RMS Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama dengan CPVA dan Variasi Posisi Jarak CPVA Terhadap Titik Pusat Massa Sistem Utama

No	Frekuensi (rad/s)	RMS Perpindahan Sudut (rad)		
		b = 0	b = 0.1	b = 0.2
1	30.66	5.15E-04	6.50E-04	7.60E-04
2	34.12	7.61E-04	9.33E-04	1.08E-03
3	36.19	1.05E-03	1.30E-03	1.48E-03
4	38.26	1.64E-03	2.00E-03	2.39E-03
5	40.40	3.78E-03	5.00E-03	6.67E-03
6	40.87	5.24E-03	7.50E-03	1.08E-02
7	42.47	1.29E-02	9.80E-03	7.98E-03
8	43.74	3.85E-03	3.70E-03	3.52E-03
9	44.55	2.64E-03	2.60E-03	2.58E-03
10	46.68	1.46E-03	1.50E-03	1.51E-03
11	48.76	1.04E-03	1.10E-03	1.06E-03
12	50.64	8.32E-04	8.24E-04	8.21E-04
13	52.97	6.78E-04	6.39E-04	6.12E-04
14	55.04	5.82E-04	4.98E-04	4.30E-04
15	57.11	5.00E-04	3.45E-04	3.73E-04
16	59.19	4.15E-04	5.31E-04	1.51E-03
17	61.32	6.32E-04	1.40E-03	9.68E-04
18	63.40	9.24E-04	1.10E-03	8.11E-04
19	65.47	9.18E-04	9.79E-04	7.62E-04
20	67.54	1.02E-03	1.01E-03	7.57E-04
21	69.62	1.33E-03	1.15E-03	7.93E-04

22	71.69	2.34E-03	1.51E-03	8.81E-04
23	73.76	7.71E-03	2.62E-03	1.06E-03
24	75.84	1.72E-03	5.00E-03	1.45E-03
25	77.97	8.15E-04	1.71E-03	2.44E-03



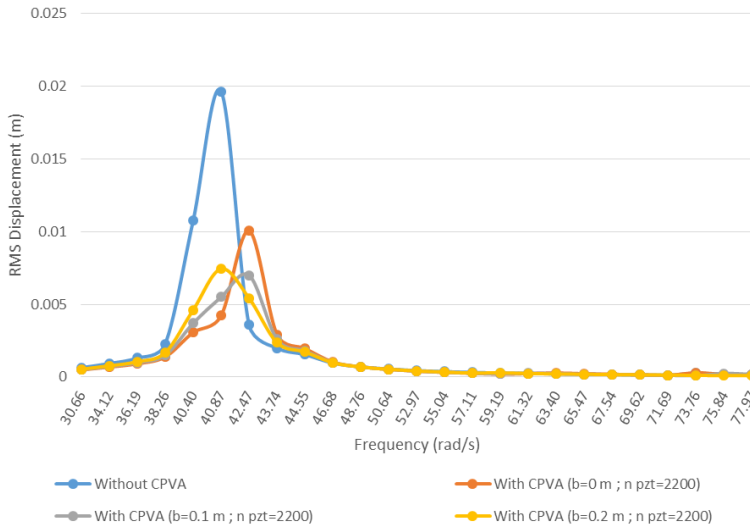
Gambar 4.14 Grafik RMS perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan penambahan CPVA dan variasi jarak CPVA terhadap titik pusat massa utama

Pada gambar 4.14 dapat diketahui bahwa RMS perpindahan sudut yang paling tinggi terjadi ketika frekuensi operasi yang digunakan berada pada daerah sekitar frekuensi natural pertama sistem utama. Perubahan posisi jarak CPVA terhadap titik pusat massa sistem utama berpengaruh terhadap perpindahan sudut yang terjadi. Dari grafik di atas, diketahui bahwa perpindahan sudut terbesar terjadi ketika CPVA diletakkan di titik pusat massa utama pada frekuensi 42.47 rad/s. Sedangkan dengan pergeseran jarak CPVA sejauh 0.2 m dapat menghasilkan perpindahan sudut yang lebih kecil dari kondisi ketika diletakkan di titik pusat massa utama pada frekuensi operasi 40.87 rad/s. Serta dengan pergeseran jarak

CPVA sebesar 0.1 m, dapat dihasilkan perpindahan sudut yang paling kecil dibandingkan lainnya dengan frekuensi sebesar 42.47. Akan tetapi, jika ditinjau pada kondisi frekuensi natural pertama sistem utama sebelum diberi penambahan *CPVA* atau pada frekuensi 40.87 rad/s, maka perpindahan sudut yang terbesar terjadi ketika *CPVA* diletakkan dengan jarak 0.2 m. Sedangkan perpindahan sudut terkecil pada frekuensi operasi 40.87 rad/s adalah ketika *CPVA* diletakkan pada titik pusat massa utama. Oleh karena itu, dengan kondisi frekuensi operasi yang digunakan adalah frekuensi natural pertama sistem utama, semakin jauh jarak *CPVA* dari titik pusat massa utama, maka semakin besar respon perpindahan sudut yang dihasilkan.

4.2.2.3 Analisa Reduksi Perpindahan Mekanisme Sistem Utama Dengan *CPVA* (Jumlah Piezoelektrik Tetap)

Analisa reduksi perpindahan massa sistem utama dilakukan dengan membandingkan respon perpindahan yang terjadi pada saat sebelum sistem utama diberi penambahan *CPVA* dan pada saat setelah diberi penambahan *CPVA* untuk meredam getaran yang terjadi. Respon perpindahan tersebut diperoleh dalam bentuk RMS perpindahan. Perbandingan respon perpindahan dari sistem utama tanpa *CPVA* dan sistem utama dengan *CPVA* tersebut dapat dilihat pada gambar 4.15. Pada perbandingan tersebut dapat diketahui bahwa dengan dilakukannya penambahan *CPVA*, maka respon perpindahan yang terjadi semakin kecil jika dibandingkan sebelum adanya penambahan *CPVA*. Hal tersebut sesuai dengan fungsi dari *CPVA* itu sendiri dimana *CPVA* berperan sebagai peredam getaran yang terjadi pada massa sistem utama.



Gambar 4.15 Grafik RMS perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan penambahan *CPVA* dan variasi jarak *CPVA* terhadap titik pusat massa utama

Setelah diketahui perbandingan respon perpindahan dari kedua kondisi yaitu sebelum dan setelah penambahan *CPVA*, maka dapat ditentukan persentase reduksi respon perpindahan dari massa sistem utama. Untuk menghitung reduksi respon perpindahan dapat digunakan persamaan:

$$\%red = \frac{X_t - X_c}{X_t} \times 100\% \quad (4.17)$$

dimana, X_t = Perpindahan massa sistem utama tanpa *CPVA* (m)

X_c = Perpindahan massa sistem utama dengan *CPVA* (m)

Dengan menggunakan persamaan 4.17, serta nilai respon perpindahan yang terdapat pada tabel 4.2 dan 4.6 pada frekuensi operasi 40.9745 rad/s dan jarak posisi *CPVA* terhadap titik pusat massa utama sebesar 0 m, maka akan diperoleh nilai persentase reduksi sebagai berikut:

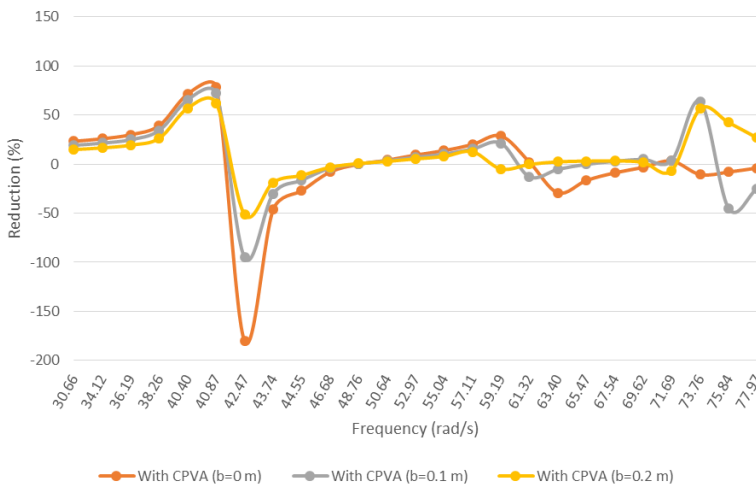
$$\%red = \frac{0.01964 - 0.00422}{0.01964} \times 100\% = 78.51\%$$

Perhitungan tersebut dapat dilakukan untuk kondisi lainnya dengan jumlah piezoelektrik sebanyak 2200 dan variasi jarak *CPVA* terhadap titik pusat massa utama yang digunakan sebesar 0 m, 0.1 m, dan 0.2 m. Sehingga diperoleh nilai reduksi perpindahan dari massa sistem utama yang dapat dilihat pada tabel 4.8 dan dapat diubah kembali dalam bentuk grafik seperti pada gambar 4.16.

Tabel 4.8 Persentase Reduksi Perpindahan Massa Sistem Utama dengan Variasi Jarak *CPVA* Terhadap Titik Pusat Massa Sistem Utama

No	Frekuensi (rad/s)	Reduksi Perpindahan (%)		
		b = 0	b = 0.1	b = 0.2
1	30.66	23.37	19.34	14.99
2	34.12	25.92	21.48	16.66
3	36.19	30.08	25.01	19.49
4	38.26	39.38	34.40	26.43
5	40.40	71.51	65.65	57.16
6	40.87	78.51	72.01	62.10
7	42.47	-180.56	-95.23	-51.47
8	43.74	-46.42	-30.23	-18.62
9	44.55	-27.21	-16.32	-11.39
10	46.68	-7.95	-4.08	-3.11
11	48.76	-0.08	0.30	0.69
12	50.64	4.07	3.45	2.81
13	52.97	9.31	7.06	5.42
14	55.04	13.82	10.35	7.84
15	57.11	20.01	15.40	12.74
16	59.19	28.87	21.43	-4.87
17	61.32	2.24	-12.82	-0.24
18	63.40	-29.21	-5.24	2.46

19	65.47	-16.62	-0.18	3.11
20	67.54	-8.79	2.96	3.35
21	69.62	-3.28	4.96	1.85
22	71.69	3.28	3.72	-6.43
23	73.76	-10.56	64.06	56.42
24	75.84	-7.96	-45.04	42.42
25	77.97	-3.88	-24.72	26.87



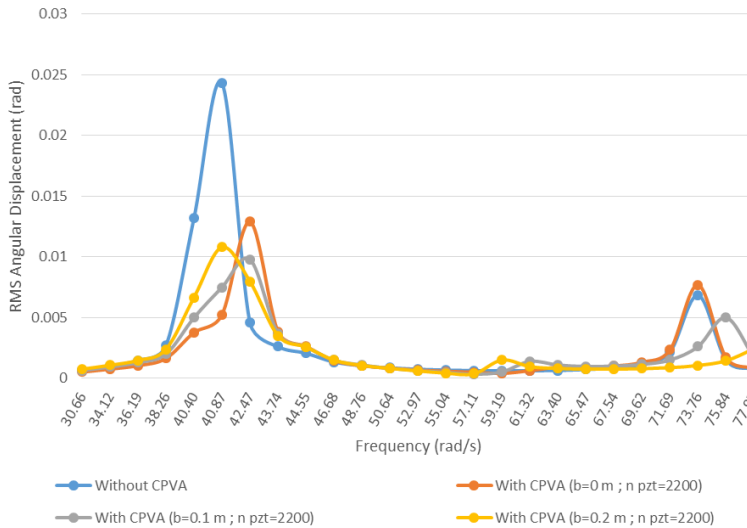
Gambar 4.16 Grafik reduksi respon perpindahan terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan variasi jarak CPVA terhadap titik pusat massa utama

Berdasarkan gambar 4.16 dapat diketahui bahwa persentase reduksi respon perpindahan sistem utama dengan CPVA dan variasi jarak CPVA terhadap titik pusat massa utama. Pada grafik tersebut, terlihat bahwa persentase reduksi respon perpindahan dimana frekuensi operasi yang digunakan adalah frekuensi natural pertama sistem sebelum ditambahkan CPVA dan dengan posisi CPVA berada pada titik pusat massa utama, maka akan dihasilkan

persentase yang paling besar. Sehingga diketahui bahwa semakin jauh posisi *CPVA* dari titik pusat massa utama, maka persentase reduksi perpindahan dengan tinjauan arah gerak translasi yang dihasilkan pada frekuensi natural pertama sistem tanpa *CPVA* akan semakin kecil. Hal tersebut juga dapat dipengaruhi adanya pergeseran frekuensi natural sistem utama setelah ditambahkan *CPVA* jika dibandingkan dengan frekuensi natural saat sebelum ditambahkan dengan *CPVA* seperti pada gambar 4.15.

4.2.2.4 Analisa Reduksi Perpindahan Sudut Mekanisme Sistem Utama Dengan *CPVA* (Jumlah Piezoelektrik Tetap)

Selain dengan analisa reduksi perpindahan dengan tinjauan arah gerak translasi, selanjutnya akan dilakukan analisa dengan tinjauan arah gerak rotasi. Analisa tersebut dilakukan dengan membandingkan respon perpindahan sudut massa sistem utama pada saat sebelum dan setelah dilakukan penambahan *CPVA*. Perbandingan respon perpindahan sudut massa sistem utama tersebut dapat dilihat pada gambar 4.17. Berdasarkan perbandingan tersebut dapat diketahui bahwa dengan dilakukannya penambahan *CPVA*, maka respon perpindahan sudut yang terjadi semakin kecil jika dibandingkan sebelum adanya penambahan *CPVA*. Respon perpindahan dengan arah rotasi tersebut juga menunjukkan bentuk respon yang sebanding dengan perpindahan dalam arah translasi.



Gambar 4.17 Grafik perbandingan perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama pada kondisi sebelum dengan setelah penambahan *CPVA* dan variasi jarak *CPVA* terhadap titik pusat massa utama

Dengan menggunakan persamaan 4.17 dan beberapa parameter variasi frekuensi operasi, jarak *CPVA* terhadap titik pusat massa utama, serta jumlah piezoelektrik yang sama seperti analisa reduksi dengan tinjauan gerak translasi, maka dapat diperoleh nilai reduksi perpindahan sudut massa utama yang dapat dilihat pada tabel 4.9. Dari tabel tersebut kemudian dapat diubah ke dalam bentuk grafik seperti pada gambar 4.18 yang bertujuan untuk membandingkan reduksi perpindahan sudut massa utama pada kondisi sebelum dan setelah penambahan *CPVA*.

Tabel 4.9 Persentase Reduksi Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama dengan Variasi Jarak CPVA Terhadap Titik Pusat Massa Sistem Utama

No	Frekuensi (rad/s)	Reduksi Perpindahan Sudut (%)		
		b = 0	b = 0.1	b = 0.2
1	30.66	23.11	3.01	-13.34
2	34.12	25.69	8.83	-5.45
3	36.19	29.85	12.74	0.63
4	38.26	39.17	25.84	11.25
5	40.40	71.41	62.15	49.52
6	40.87	78.43	69.15	55.57
7	42.47	-181.74	-113.99	-74.26
8	43.74	-47.10	-41.28	-34.30
9	44.55	-27.84	-25.82	-24.71
10	46.68	-8.55	-11.16	-11.54
11	48.76	-0.64	-6.49	-2.83
12	50.64	3.57	4.54	4.89
13	52.97	8.95	14.23	17.77
14	55.04	14.01	26.34	36.42
15	57.11	21.44	45.81	41.43
16	59.19	32.98	14.14	-144.13
17	61.32	-1.60	-125.06	-55.68
18	63.40	-41.75	-68.76	-24.48
19	65.47	-27.05	-35.53	-5.50
20	67.54	-18.47	-16.92	12.14
21	69.62	-12.98	2.05	32.44
22	71.69	-7.40	30.69	59.56
23	73.76	-12.38	61.86	84.53
24	75.84	-13.53	-229.63	4.58
25	77.97	-10.15	-130.64	-229.65



Gambar 4.18 Grafik reduksi respon perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan variasi jarak *CPVA* terhadap titik pusat massa utama

Dari gambar 4.18 dapat dilihat bahwa persentase reduksi respon perpindahan sudut dimana frekuensi operasi yang digunakan adalah frekuensi natural pertama sistem sebelum ditambahkan *CPVA* dan dengan posisi *CPVA* berada pada titik pusat massa utama, maka akan dihasilkan persentase yang paling besar. Sehingga diketahui bahwa dengan digunakannya frekuensi natural pertama sebagai frekuensi operasi, jika semakin jauh posisi *CPVA* dari titik pusat massa utama, maka persentase reduksi perpindahan dengan tinjauan arah gerak rotasi akan semakin kecil. Sedangkan jika ditinjau secara keseluruhan dengan beberapa variasi frekuensi operasi yang digunakan pada penelitian ini, reduksi perpindahan sudut terbesar terjadi pada frekuensi natural kedua sistem dengan nilai sebesar 84.53% dan dengan jarak *CPVA* yang digeser sejauh 0.2 m dari titik pusat massa utama.

4.2.3 Analisa Pemodelan Mekanisme Sistem Utama Dengan CPVA (Jarak Posisi CPVA Terhadap Titik Pusat Tetap)

Mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA) merupakan suatu sistem yang terdiri dari beberapa komponen seperti massa absorber, pegas, batang pengarah, serta komponen piezoelektrik. Komponen-komponen tersebut berfungsi untuk meredam getaran yang terjadi pada massa sistem utama. Selain itu, komponen piezoelektrik dengan jumlah tertentu juga berperan sebagai penghasil energi listrik bangkitan. Maka selain dilakukan analisa respon dari pemodelan mekanisme massa sistem utama dengan jumlah piezoelektrik yang tetap, juga diperlukan analisa dengan memvariasikan jumlah piezoelektrik dalam jumlah yang telah ditentukan yaitu sebanyak 1600, 1900, dan 2200. Analisa diperoleh dari penurunan persamaan gerak yang ditunjukkan pada persamaan 4.8, 4.9, 4.10, dan 4.11, serta simulasi dengan blok diagram pada Matlab Simulink. Analisa tersebut bertujuan untuk mengetahui pengaruh jumlah piezoelektrik terhadap respon yang dihasilkan. Sedangkan untuk memudahkan tahap analisa, maka variasi jarak CPVA terhadap titik pusat akan dibuat tidak berubah yaitu sebesar 0.2 m.

4.2.3.1 Analisa Respon Translasi Mekanisme Sistem Utama Dengan CPVA (Jarak Posisi CPVA Terhadap Titik Pusat Tetap)

Analisa pemodelan massa sistem utama dengan CPVA dilakukan dengan menggunakan dua variasi antara lain variasi frekuensi operasi serta variasi jumlah piezoelektrik. Variasi frekuensi yang digunakan antara lain 30.66 rad/s, 40.87 rad/s, 43.74 rad/s, serta variasi frekuensi dengan *range* 34.12 rad/s hingga 77.97 rad/s dengan kelipatan 2.1 rad/s. Sedangkan jumlah piezoelektrik yang digunakan sebanyak 1600, 1900, dan 2200.

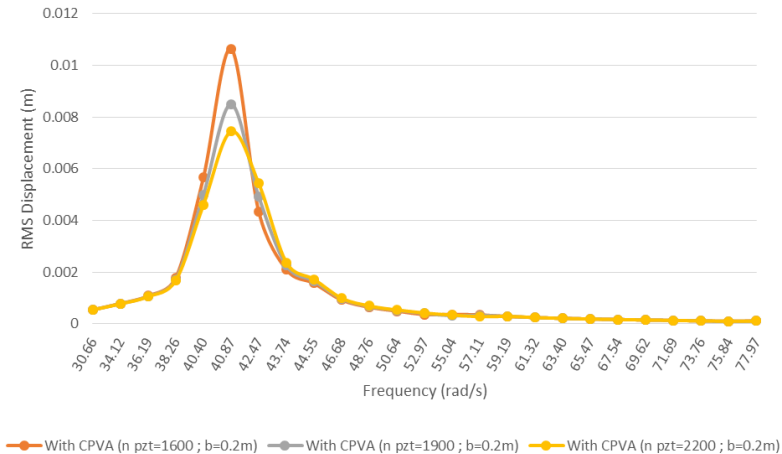
Dari simulasi yang telah dilakukan dapat diperoleh hasil simulasi berupa nilai RMS yang menunjukkan nilai respon perpindahan pada mekanisme massa utama dengan variasi jumlah

piezoelektrik yang dapat dilihat pada tabel 4.10. Berdasarkan nilai RMS perpindahan yang diperoleh pada tabel 4.10, kemudian dapat diubah ke dalam bentuk grafik respon perpindahan terhadap beberapa variasi frekuensi operasi yang ditunjukkan pada gambar 4.19.

Tabel 4.10 Nilai RMS Perpindahan Massa Sistem Utama dengan CPVA dan Variasi Jumlah Piezoelektrik

No	Frekuensi (rad/s)	RMS Perpindahan (m)		
		n pzt = 1600	n pzt = 1900	n pzt = 2200
1	30.66	5.44E-04	5.44E-04	5.43E-04
2	34.12	7.87E-04	7.79E-04	7.74E-04
3	36.19	1.09E-03	1.07E-03	1.05E-03
4	38.26	1.78E-03	1.73E-03	1.68E-03
5	40.40	5.67E-03	5.00E-03	4.61E-03
6	40.87	1.06E-02	8.50E-03	7.45E-03
7	42.47	4.34E-03	4.92E-03	5.43E-03
8	43.74	2.10E-03	2.25E-03	2.37E-03
9	44.55	1.57E-03	1.66E-03	1.72E-03
10	46.68	9.22E-04	9.63E-04	9.91E-04
11	48.76	6.45E-04	6.73E-04	6.92E-04
12	50.64	4.93E-04	5.22E-04	5.36E-04
13	52.97	3.61E-04	4.00E-04	4.17E-04
14	55.04	3.64E-04	3.15E-04	3.41E-04
15	57.11	3.49E-04	3.31E-04	2.77E-04
16	59.19	2.85E-04	2.89E-04	2.90E-04
17	61.32	2.43E-04	2.43E-04	2.44E-04
18	63.40	2.11E-04	2.11E-04	2.11E-04
19	65.47	1.88E-04	1.87E-04	1.87E-04
20	67.54	1.68E-04	1.67E-04	1.66E-04
21	69.62	1.49E-04	1.49E-04	1.49E-04

22	71.69	1.33E-04	1.32E-04	1.32E-04
23	73.76	1.16E-04	1.15E-04	1.15E-04
24	75.84	9.83E-05	9.83E-05	9.85E-05
25	77.97	1.17E-04	1.11E-04	1.06E-04



Gambar 4.19 Grafik RMS perpindahan terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan penambahan CPVA dan variasi jumlah piezoelektrik

Berdasarkan gambar 4.19, dapat diketahui bahwa RMS perpindahan yang paling tinggi terjadi ketika frekuensi operasi yang digunakan berada pada frekuensi natural pertama sistem utama atau sebesar 40.87 rad/s. Perubahan jumlah piezoelektrik berpengaruh terhadap perpindahan yang terjadi. Dari grafik di atas, diketahui bahwa perpindahan terbesar terjadi ketika jumlah piezoelektrik yang digunakan sebanyak 1600 buah dengan frekuensi operasi 40.87 rad/s. Sedangkan dengan jumlah piezoelektrik sebanyak 1900 buah, dapat dihasilkan perpindahan yang lebih kecil dari jumlah piezoelektrik 1600 buah pada frekuensi operasi yang sama. Serta dengan jumlah piezoelektrik yang lebih

besar yaitu sebanyak 2200 buah dan pada frekuensi operasi yang sama, dapat dihasilkan perpindahan yang paling kecil dibandingkan jumlah piezoelektrik sebelumnya. Oleh karena itu, dengan kondisi frekuensi operasi yang digunakan adalah frekuensi natural pertama sistem utama, dari ketiga variasi jumlah piezoelektrik yang digunakan yaitu sebanyak 1600, 1900, dan 2200, jika semakin sedikit jumlah piezoelektrik yang digunakan, maka semakin besar respon perpindahan yang dihasilkan.

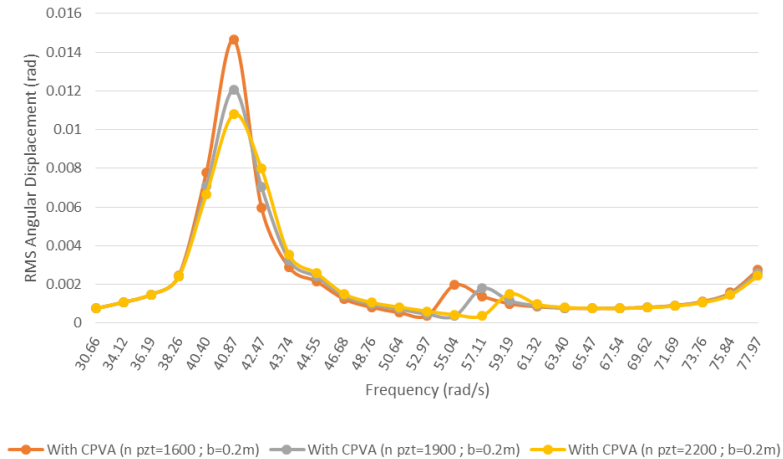
4.2.3.2 Analisa Respon Rotasi Mekanisme Sistem Utama Dengan CPVA (Jarak Posisi CPVA Terhadap Titik Pusat Tetap)

Selain dilakukan analisa dengan tinjauan dalam arah gerak translasi, analisa pemodelan massa sistem utama dengan penambahan CPVA dilakukan dengan tinjauan arah gerak rotasi. Parameter frekuensi operasi yang digunakan pada analisa respon rotasi ini sama dengan analisa respon translasi yaitu sebesar 30.66 rad/s, 40.87 rad/s, 43.74 rad/s, serta variasi frekuensi dengan *range* 34.12 rad/s hingga 77.97 rad/s dengan kelipatan 2.1 rad/s. Hasil yang diperoleh berupa grafik respon perpindahan sudut yang dapat dilihat pada gambar 4.20. Grafik tersebut diperoleh dari simulasi dengan hasil nilai RMS perpindahan sudut massa sistem utama sebagai berikut:

Tabel 4.11 Nilai RMS Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama dengan CPVA dan Variasi Jumlah Piezoelektrik

No	Frekuensi (rad/s)	RMS Perpindahan Sudut (rad)		
		n pzt = 1600	n pzt = 1900	n pzt = 2200
1	30.66	7.60E-04	7.60E-04	7.60E-04
2	34.12	1.08E-03	1.08E-03	1.08E-03
3	36.19	1.48E-03	1.48E-03	1.48E-03
4	38.26	2.44E-03	2.42E-03	2.39E-03
5	40.40	7.80E-03	7.08E-03	6.67E-03
6	40.87	1.46E-02	1.21E-02	1.08E-02

7	42.47	5.98E-03	7.04E-03	7.98E-03
8	43.74	2.89E-03	3.24E-03	3.52E-03
9	44.55	2.15E-03	2.39E-03	2.58E-03
10	46.68	1.24E-03	1.40E-03	1.51E-03
11	48.76	8.16E-04	9.65E-04	1.06E-03
12	50.64	5.43E-04	7.18E-04	8.21E-04
13	52.97	3.82E-04	4.66E-04	6.12E-04
14	55.04	1.97E-03	3.58E-04	4.30E-04
15	57.11	1.38E-03	1.80E-03	3.73E-04
16	59.19	9.98E-04	1.15E-03	1.51E-03
17	61.32	8.45E-04	8.88E-04	9.68E-04
18	63.40	7.74E-04	7.88E-04	8.11E-04
19	65.47	7.56E-04	7.59E-04	7.62E-04
20	67.54	7.66E-04	7.62E-04	7.57E-04
21	69.62	8.13E-04	8.04E-04	7.93E-04
22	71.69	9.14E-04	8.99E-04	8.81E-04
23	73.76	1.12E-03	1.09E-03	1.06E-03
24	75.84	1.57E-03	1.51E-03	1.45E-03
25	77.97	2.75E-03	2.60E-03	2.44E-03



Gambar 4.20 Grafik RMS perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan penambahan CPVA dan variasi jumlah piezoelektrik

Pada gambar 4.19 dapat diketahui bahwa RMS perpindahan sudut yang paling tinggi terjadi ketika frekuensi operasi yang digunakan berada pada frekuensi natural pertama sistem utama atau sebesar 40.87 rad/s. Perubahan jumlah piezoelektrik berpengaruh terhadap perpindahan sudut yang terjadi. Dari grafik di atas, diketahui bahwa perpindahan sudut terbesar terjadi ketika jumlah piezoelektrik yang digunakan sebanyak 1600 buah dengan frekuensi operasi 40.87 rad/s. Sedangkan dengan jumlah piezoelektrik sebanyak 1900 buah, dapat dihasilkan perpindahan sudut yang lebih kecil dari jumlah piezoelektrik 1600 buah pada frekuensi operasi yang sama. Serta dengan jumlah piezoelektrik yang lebih besar yaitu sebanyak 2200 buah dan pada frekuensi operasi yang sama, dapat dihasilkan perpindahan sudut yang paling kecil dibandingkan jumlah piezoelektrik sebelumnya. Oleh karena itu, dengan kondisi frekuensi operasi yang digunakan adalah frekuensi natural pertama sistem utama, dari ketiga variasi jumlah piezoelektrik yang digunakan yaitu sebanyak 1600, 1900, dan

2200, jika semakin sedikit jumlah piezoelektrik yang digunakan, maka semakin besar respon perpindahan sudut yang dihasilkan.

4.2.3.3 Analisa Reduksi Perpindahan Mekanisme Sistem Utama Dengan CPVA (Jarak Posisi CPVA Terhadap Titik Pusat Tetap)

Analisa reduksi perpindahan massa sistem utama dilakukan dengan membandingkan respon perpindahan yang terjadi pada saat sebelum sistem utama diberi penambahan CPVA dan pada saat setelah diberi penambahan CPVA. Setelah dilakukan analisa untuk mengetahui pengaruh jarak CPVA terhadap reduksi perpindahan sistem utama, maka diperlukan juga analisa untuk mengetahui pengaruh jumlah piezoelektrik yang digunakan. Analisa dilakukan pada simulasi dengan jumlah piezoelektrik yang bervariasi yaitu sebanyak 1600, 1900, dan 2200, serta dengan jarak posisi CPVA yang tidak berubah yaitu sebesar 0.2 m dari titik pusat massa sistem utama. Dari hasil simulasi tersebut akan diperoleh respon perpindahan massa utama dalam bentuk RMS perpindahan dengan variasi jumlah piezoelektrik.

Dengan menggunakan persamaan 4.17 dan beberapa parameter variasi frekuensi operasi, jumlah piezoelektrik, serta jumlah piezoelektrik yang telah ditentukan, maka dapat diperoleh nilai reduksi perpindahan dari massa utama yang dapat dilihat pada tabel 4.12. Dari tabel tersebut kemudian dapat diubah ke dalam bentuk grafik seperti pada gambar 4.21 yang bertujuan untuk membandingkan reduksi perpindahan massa utama setelah penambahan CPVA dengan variasi jumlah piezoelektrik yang digunakan.

Tabel 4.12 Persentase Reduksi Perpindahan Massa Sistem Utama Dengan Variasi Jumlah Piezoelektrik

No	Frekuensi (rad/s)	Reduksi Perpindahan (%)		
		n pzt = 1600	n pzt = 1900	n pzt = 2200
1	30.66	14.74	14.85	14.99

2	34.12	15.24	16.03	16.66
3	36.19	17.04	18.42	19.49
4	38.26	21.96	24.53	26.43
5	40.40	47.33	53.54	57.16
6	40.87	45.85	56.74	62.10
7	42.47	-21.04	-37.23	-51.47
8	43.74	-5.24	-12.83	-18.62
9	44.55	-1.21	-7.08	-11.39
10	46.68	4.08	-0.24	-3.11
11	48.76	7.45	3.34	0.69
12	50.64	10.50	5.37	2.81
13	52.97	18.04	9.24	5.42
14	55.04	1.57	14.84	7.84
15	57.11	-10.03	-4.39	12.74
16	59.19	-2.90	-4.39	-4.87
17	61.32	0.21	0.08	-0.24
18	63.40	2.25	2.47	2.46
19	65.47	2.51	2.82	3.11
20	67.54	2.69	3.02	3.35
21	69.62	1.21	1.54	1.85
22	71.69	-6.95	-6.66	-6.43
23	73.76	56.35	56.40	56.42
24	75.84	42.52	42.51	42.42
25	77.97	19.38	23.26	26.87



Gambar 4.21 Grafik reduksi respon perpindahan terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan variasi jumlah piezoelektrik

Berdasarkan gambar 4.21 dapat diketahui bahwa persentase reduksi respon perpindahan sistem utama dengan *CPVA* dan variasi jumlah piezoelektrik terhadap titik pusat massa utama. Pada grafik tersebut, terlihat bahwa persentase reduksi respon perpindahan dimana frekuensi operasi yang digunakan adalah frekuensi natural pertama sistem sebelum ditambahkan *CPVA* dan dengan jumlah piezoelektrik yang digunakan pada *CPVA* sebanyak 2200 piezoelektrik, maka akan dihasilkan persentase yang paling besar. Sehingga diketahui bahwa semakin banyak jumlah piezoelektrik yang digunakan, maka persentase reduksi perpindahan dengan tinjauan arah gerak translasi yang dihasilkan pada frekuensi natural pertama sistem tanpa *CPVA* akan semakin besar. Hal tersebut dapat disebabkan karena piezoelektrik yang digunakan pada *CPVA* merupakan sistem *DVA* kedua, dengan kata lain sistem yang berfungsi untuk meredam getaran sistem utama setelah redaman yang dilakukan oleh massa *absorber*, disusun secara seri yang mengakibatkan redaman oleh massa *absorber* kurang efektif.

4.2.3.4 Analisa Reduksi Perpindahan Sudut Mekanisme Sistem Utama Dengan CPVA (Jarak Posisi CPVA Terhadap Titik Pusat Tetap)

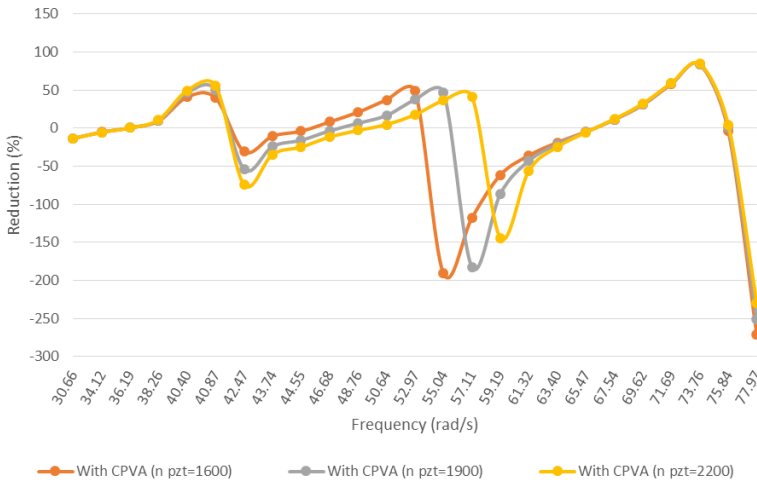
Selain dengan analisa reduksi perpindahan dengan tinjauan arah gerak translasi, selanjutnya akan dilakukan analisa dengan tinjauan arah gerak rotasi. Analisa tersebut dilakukan dengan membandingkan respon perpindahan sudut massa sistem utama pada saat sebelum dan setelah dilakukan penambahan CPVA. Analisa dilakukan pada simulasi dengan jumlah piezoelektrik yang bervariasi yaitu sebanyak 1600, 1900, dan 2200, serta dengan jarak posisi CPVA yang tidak berubah yaitu sebesar 0.2 m dari titik pusat massa sistem utama. Dari hasil simulasi tersebut akan diperoleh respon perpindahan massa utama dalam bentuk RMS perpindahan dengan variasi jumlah piezoelektrik.

Dengan menggunakan persamaan 4.17 dan beberapa parameter variasi frekuensi operasi, jarak CPVA terhadap titik pusat massa utama, serta jumlah piezoelektrik yang sama seperti analisa reduksi dengan tinjauan gerak translasi, maka dapat diperoleh nilai reduksi perpindahan sudut massa utama yang dapat dilihat pada tabel 4.13. Dari tabel tersebut kemudian dapat diubah ke dalam bentuk grafik seperti pada gambar 4.22 yang bertujuan untuk membandingkan reduksi perpindahan sudut massa utama setelah penambahan CPVA dengan variasi jumlah piezoelektrik yang digunakan.

Tabel 4.13 Persentase Reduksi Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama Dengan Variasi Jumlah Piezoelektrik

No	Frekuensi (rad/s)	Reduksi Perpindahan Sudut (%)		
		n pzt = 1600	n pzt = 1900	n pzt = 2200
1	30.66	-13.36	-13.40	-13.34
2	34.12	-5.03	-5.32	-5.45
3	36.19	0.58	0.55	0.63
4	38.26	9.43	10.41	11.25

5	40.40	40.96	46.38	49.52
6	40.87	39.80	50.38	55.57
7	42.47	-30.52	-53.78	-74.26
8	43.74	-10.33	-23.87	-34.30
9	44.55	-3.91	-15.84	-24.71
10	46.68	8.32	-3.45	-11.54
11	48.76	21.00	6.57	-2.83
12	50.64	37.03	16.77	4.89
13	52.97	48.75	37.42	17.77
14	55.04	-190.83	47.11	36.42
15	57.11	-117.52	-182.48	41.43
16	59.19	-61.26	-85.90	-144.13
17	61.32	-35.78	-42.68	-55.68
18	63.40	-18.68	-20.90	-24.48
19	65.47	-4.65	-5.02	-5.50
20	67.54	11.14	11.57	12.14
21	69.62	30.76	31.51	32.44
22	71.69	58.03	58.73	59.56
23	73.76	83.69	84.09	84.53
24	75.84	-3.41	0.43	4.58
25	77.97	-271.64	-251.27	-229.65



Gambar 4.22 Grafik reduksi respon perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan variasi jumlah piezoelektrik

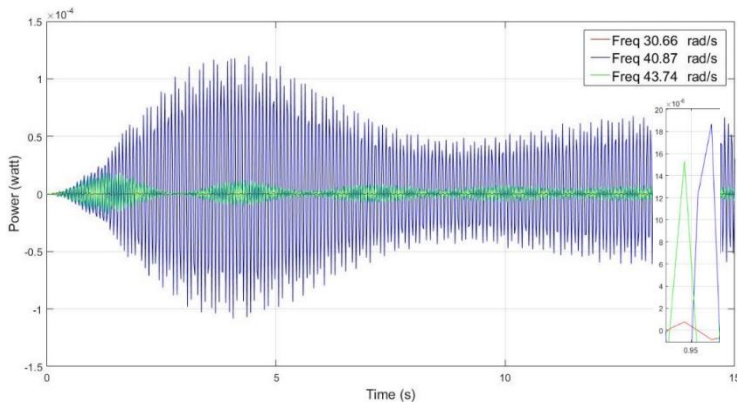
Berdasarkan gambar 4.22 dapat diketahui bahwa persentase reduksi respon perpindahan sudut sistem utama dengan *CPVA* dan variasi jumlah piezoelektrik terhadap titik pusat massa utama. Pada grafik tersebut, terlihat bahwa persentase reduksi respon perpindahan sudut dimana frekuensi operasi yang digunakan adalah frekuensi natural pertama sistem sebelum ditambahkan *CPVA* dan dengan jumlah piezoelektrik yang digunakan pada *CPVA* sebanyak 2200 piezoelektrik, maka akan dihasilkan persentase yang paling besar. Sehingga diketahui bahwa semakin banyak jumlah piezoelektrik yang digunakan, maka persentase reduksi perpindahan sudut dengan tinjauan arah gerak rotasi yang dihasilkan pada frekuensi natural pertama sistem tanpa *CPVA* akan semakin besar. Hal tersebut dapat disebabkan karena piezoelektrik yang digunakan pada *CPVA* merupakan sistem *DVA* kedua, dengan kata lain sistem yang berfungsi untuk meredam getaran sistem utama setelah redaman yang dilakukan oleh massa *absorber*, disusun secara seri yang mengakibatkan redaman oleh massa

absorber kurang efektif. Selain ditinjau pada frekuensi natural pertama sistem utama sebelum diberi *CPVA*, secara keseluruhan reduksi respon perpindahan sudut paling besar terjadi pada frekuensi natural sistem kedua dengan perbedaan pengaruh jumlah piezoelektrik yang tidak signifikan.

4.3 Analisa Energi Bangkitan

Mekanisme *CPVA* yang digunakan pada penelitian ini bertujuan untuk meredam getaran dari massa sistem utama. Selain itu, *CPVA* tersebut berperan sebagai penghasil energi bangkitan akibat gerak peredam yang terjadi pada mekanisme *CPVA* tersebut. *CPVA* merupakan suatu sistem yang terdiri dari komponen utama seperti massa absorber dan piezoelektrik, serta komponen pendukung lainnya. Seperti diketahui pada sub-bab sebelumnya, yaitu untuk menghasilkan respon yang lebih besar, maka frekuensi natural dapat digunakan sebagai frekuensi operasi untuk melakukan analisa respon sistem utama. Setelah diketahui respon perpindahan, perpindahan sudut, dan reduksi respon-respon tersebut, maka perlu dilakukan juga analisa energi bangkitan yang dihasilkan akibat getaran dari massa sistem utama.

Pada analisa energi bangkitan, digunakan beberapa variasi untuk mengetahui pengaruh variasi frekuensi operasi, variasi jarak *CPVA* terhadap titik pusat massa utama, dan variasi jumlah piezoelektrik terhadap daya bangkitan yang dihasilkan. Variasi frekuensi yang digunakan antara lain 30.66 rad/s, 40.87 rad/s, dan 43.74 rad/s. Dari ketiga frekuensi tersebut dapat diperoleh grafik respon besarnya daya bangkitan yang dihasilkan terhadap fungsi waktu pada mekanisme *CPVA* seperti pada gambar 4.23.

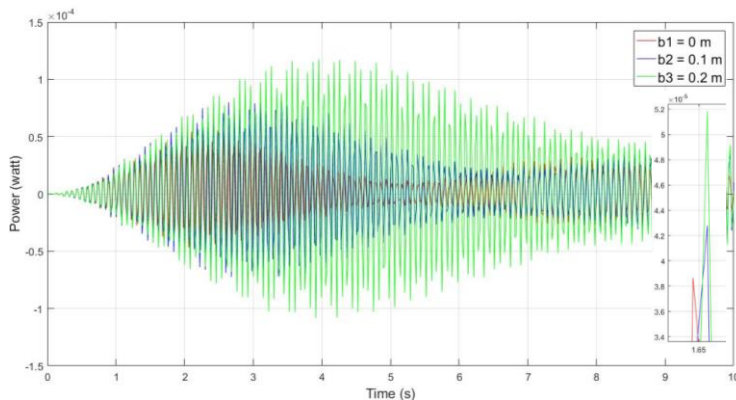


Gambar 4.23 Grafik daya bangkitan yang dihasilkan dengan variasi frekuensi operasi

Dari grafik daya bangkitan di atas, dapat diketahui pengaruh frekuensi operasi yang diberikan ke sistem terhadap daya yang dapat dihasilkan. Simulasi tersebut dilakukan dengan menggunakan jumlah piezoelektrik sebanyak 2200 dan CPVA diletakkan dengan jarak 0.2 m dari titik pusat massa utama. Berdasarkan gambar 4.23 dapat diketahui bahwa dengan digunakannya frekuensi natural pertama sistem utama sebelum diberi penambahan CPVA sebagai frekuensi operasi, yaitu sebesar 40.87 rad/s, maka CPVA mampu menghasilkan daya yang lebih besar dibandingkan dengan frekuensi operasi lainnya. Hal tersebut dikarenakan daya yang dihasilkan sebanding dengan respon gerak translasi maupun rotasi massa sistem utama seperti pada sub-bab sebelumnya. Semakin besar respon dari sistem utama setelah dilakukan penambahan CPVA dengan variasi frekuensi yang dihasilkan, maka semakin besar respon yang dapat diredam CPVA, sehingga daya bangkitan yang dihasilkan juga semakin besar.

4.3.1 Analisa Energi Bangkitan (Jumlah Piezoelektrik Tetap)

Setelah diketahui bahwa frekuensi operasi yang mampu menghasilkan daya bangkitan terbesar adalah frekuensi natural pertama sistem utama atau sebesar 40.87 rad/s, maka perlu dianalisa juga pengaruh dari jarak posisi *CPVA* terhadap daya yang dihasilkan. Pada simulasi ini digunakan parameter frekuensi operasi sebesar 40.87 rad/s dan jumlah piezoelektrik yang tidak berubah yaitu sebanyak 2200 piezoelektrik. Sedangkan *CPVA* akan diletakkan pada tiga posisi yaitu pada titik pusat massa sistem utama, sejauh 0.1 m dari titik pusat massa sistem utama, serta sejauh 0.2 m dari titik pusat massa sistem utama. Hasil simulasi dengan variasi jarak *CPVA* tersebut dapat dilihat pada gambar 4.24.



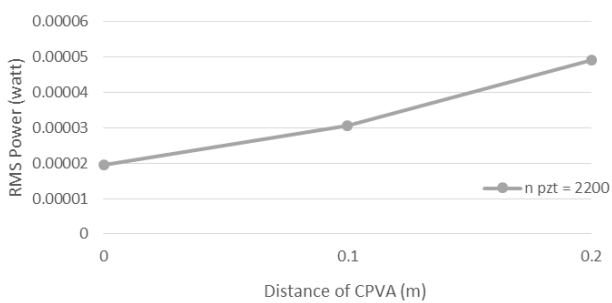
Gambar 4.24 Grafik daya bangkitan yang dihasilkan dengan variasi jarak *CPVA* terhadap titik pusat massa sistem utama

Grafik daya bangkitan pada gambar 4.24 di atas merupakan hasil simulasi dari massa sistem utama dengan penambahan *CPVA* dan disimulasikan dengan frekuensi operasi pada frekuensi natural pertama sistem atau sebesar 40.87 rad/s, serta dengan jumlah piezoelektrik yang tidak berubah yaitu sebanyak 2200 piezoelektrik. Garis hijau yang menunjukkan daya bangkitan yang dihasilkan oleh sistem *CPVA* jika diletakkan pada jarak 0.2 m dari

titik pusat massa utama. Sedangkan garis merah dan biru secara beturut-turut menunjukkan daya bangkitan dengan peletakan CPVA pada titik pusat massa utama dan digeser sejauh 0.1 m dari titik pusat massa utama. Dari grafik tersebut dapat diketahui bahwa jarak posisi CPVA terhadap titik pusat massa utama sebanding dengan daya yang dihasilkan. Hal tersebut dikarenakan daya yang dihasilkan sebanding dengan respon gerak translasi maupun rotasi massa sistem utama seperti pada sub-bab sebelumnya. Semakin besar respon dari sistem utama setelah dilakukan penambahan CPVA dengan variasi jarak CPVA terhadap titik pusat massa utama yang dihasilkan, maka semakin besar respon yang dapat diredam CPVA, sehingga daya bangkitan yang dihasilkan juga semakin besar.

Tabel 4.14 Energi Bangkitan Voltase, Arus, dan Daya dengan Variasi Jarak CPVA Terhadap Titik Pusat Massa Sistem Utama

No	Frekuensi (rad/s)	b = 0	b = 0.1	b = 0.2
	40.87	Tegangan (volt)		
1		3.01E-01	3.36E-01	3.77E-01
		Arus (ampere)		
2		8.27E-05	1.18E-04	1.70E-04
		Daya (watt)		
3		1.95E-05	3.07E-05	4.91E-05

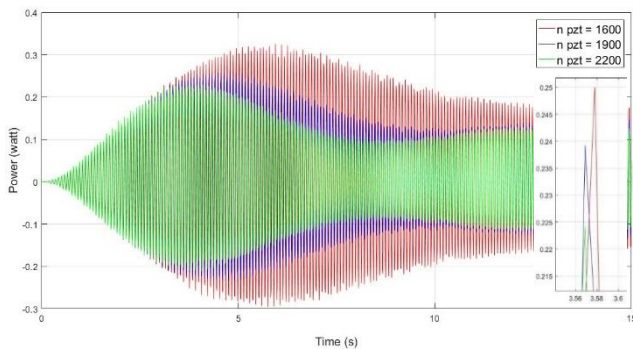


Gambar 4.25 Grafik pengaruh jarak CPVA terhadap daya bangkitan yang dihasilkan

Selain dengan mengetahui hasil simulasi berupa grafik pada gambar 4.24, diperoleh juga nilai RMS energi bangkitan yang dihasilkan dengan jumlah piezoelektrik tidak berubah yaitu sebanyak 2200 piezoelektrik dan dapat dilihat pada tabel 4.14. Dari tabel tersebut selanjutnya akan diubah ke dalam bentuk grafik seperti pada gambar 4.25 untuk menunjukkan pengaruh dari variasi jarak *CPVA* seperti pada penjelasan grafik daya bangkitan 4.24 sebelumnya. Gambar grafik 4.24 dan 4.25 menunjukkan hasil yang sebanding yaitu semakin jauh jarak *CPVA* yang digunakan maka semakin besar daya yang mampu dihasilkannya.

4.3.2 Analisa Energi Bangkitan (Jarak Posisi *CPVA* Terhadap Titik Pusat Tetap)

Analisa selanjutnya dilakukan untuk mengetahui pengaruh jumlah piezoelektrik yang digunakan terhadap daya bangkitan yang dihasilkan. Diketahui bahwa frekuensi operasi yang mampu menghasilkan daya bangkitan terbesar adalah frekuensi natural pertama sistem utama atau sebesar 40.87 rad/s dan jarak *CPVA* dari titik pusat massa utama yang mampu menghasilkan daya paling besar adalah 0.2 m. Maka dapat dilakukan simulasi dengan variasi jumlah piezoelektrik sebanyak 1600, 1900, dan 2200. Hasil simulasi dengan variasi jumlah piezoelektrik tersebut dapat dilihat pada gambar 4.26.

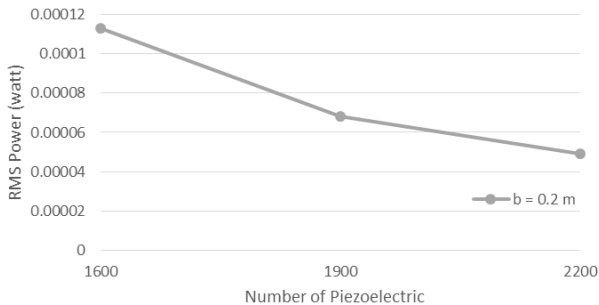


Gambar 4.26 Grafik daya bangkitan yang dihasilkan dengan variasi jumlah piezoelektrik yang digunakan

Grafik daya bangkitan pada gambar 4.26 di atas merupakan hasil simulasi dari massa sistem utama dengan penambahan *CPVA* dan disimulasikan dengan frekuensi operasi pada frekuensi natural pertama sistem atau sebesar 40.87 rad/s, serta dengan jarak *CPVA* terhadap titik pusat massa utama yang tidak berubah yaitu sejauh 0.2 m. Garis hijau yang menunjukkan daya bangkitan yang dihasilkan oleh sistem *CPVA* dengan jumlah piezoelektrik sebanyak 2200 buah. Sedangkan garis merah dan biru secara beturut-turut menunjukkan daya bangkitan dengan jumlah piezoelektrik sebanyak 1600 dan 1900 piezoelektrik. Dari grafik tersebut dapat diketahui bahwa jumlah piezoelektrik berbanding terbalik dengan daya yang dihasilkan. Dengan kata lain, semakin banyak piezoelektrik yang digunakan, maka daya bangkitan yang dihasilkan semakin kecil. Hal tersebut dikarenakan daya yang dihasilkan sebanding dengan respon gerak translasi maupun rotasi massa sistem utama seperti pada sub-bab sebelumnya. Diketahui dari sub-bab sebelumnya, dengan jumlah piezoelektrik sebanyak 2200, maka akan dihasilkan reduksi respon paling besar yang mengakibatkan respon dari massa utama semakin kecil. Semakin kecil respon dari sistem utama setelah dilakukan penambahan *CPVA*, maka semakin kecil respon yang dapat diredam *CPVA*, sehingga daya bangkitan yang dihasilkan juga semakin kecil.

Tabel 4.15 Energi Bangkitan Voltase, Arus, dan Daya dengan Variasi Jumlah Piezoelektrik

No	Frekuensi (rad/s)	n pzt = 1600	n pzt = 1900	n pzt = 2200
		Tegangan (volt)		
1	40.87	7.52E-01	5.01E-01	3.77E-01
		Arus (ampere)		
2		1.97E-04	1.77E-04	1.70E-04
		Daya (watt)		
3		1.13E-04	6.79E-05	4.91E-05



Gambar 4.27 Grafik pengaruh jumlah piezoelektrik terhadap daya bangkitan yang dihasilkan

Selain dengan mengetahui hasil simulasi berupa grafik pada gambar 4.26, diperoleh juga nilai RMS energi bangkitan yang dihasilkan dengan jarak *CPVA* yang tidak berubah yaitu sejauh 0.2 m dan dapat dilihat pada tabel 4.15. Dari tabel tersebut selanjutnya akan diubah ke dalam bentuk grafik seperti pada gambar 4.27 untuk menunjukkan pengaruh dari variasi jumlah piezoelektrik seperti pada penjelasan grafik daya bangkitan 4.26 sebelumnya. Gambar grafik 4.26 dan 4.27 menunjukkan hasil yang sebanding yaitu semakin banyak jumlah piezoelektrik yang digunakan, maka semakin kecil daya yang mampu dihasilkannya.

4.3.3 Analisa Jumlah Piezoelektrik Optimum

Berdasarkan pembahasan pada analisa reduksi respon getaran mekanisme sistem utama setelah ditambahkan *CPVA*, serta pembahasan analisa energi bangkitan yang dihasilkan oleh mekanisme *CPVA*, maka selanjutnya dapat dilakukan analisa pengaruh jumlah piezoelektrik terhadap karakteristik mekanisme *CPVA* yang digunakan. Karakteristik yang akan dianalisa adalah kemampuan dari piezoelektrik untuk mereduksi getaran sistem utama dan menghasilkan energi bangkitan berupa daya. Dari analisa tersebut dapat diketahui jumlah piezoelektrik yang optimum untuk digunakan pada mekanisme *CPVA*.

Dalam analisa ini, akan digunakan beberapa variasi untuk mengetahui pengaruh variasi jarak *CPVA* terhadap titik pusat massa utama dan variasi jumlah piezoelektrik, terhadap daya bangkitan serta reduksi respon getaran yang dihasilkan. Variasi jarak *CPVA* yang digunakan antara lain sejauh 0 m, 0.1 m, dan 0.2 m dari titik pusat massa utama. Kemudian variasi jumlah piezoelektrik yang digunakan pada analisa ini sebanyak 1000 hingga 4500 buah dengan kelipatan 100 piezoelektrik. Sedangkan frekuensi operasi yang diberikan pada mekanisme sistem utama dengan *CPVA* ini adalah frekuensi natural pertama sistem utama atau sebesar 40.87 rad/s.

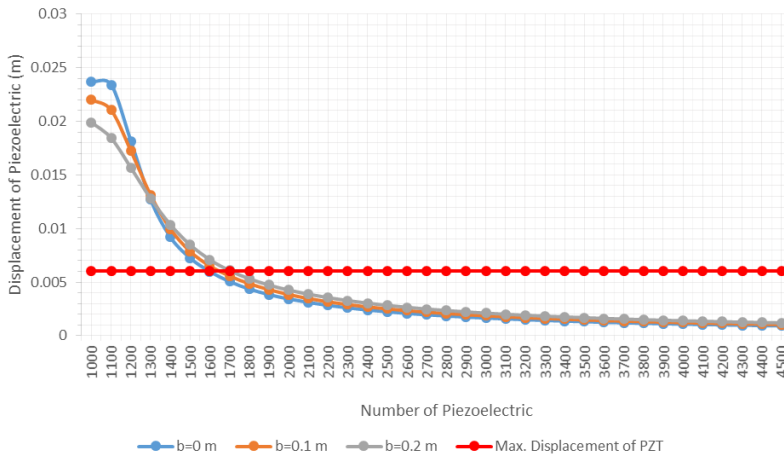
Sebelum mengetahui reduksi respon getaran dan daya bangkitan yang dihasilkan untuk analisa piezoelektrik optimum tersebut, perlu diketahui terlebih dahulu respon perpindahan yang terjadi pada massa piezoelektrik. Hal tersebut diperlukan karena berdasarkan spesifikasi piezoelektrik yang digunakan, material piezoelektrik yang digunakan memiliki keterbatasan defleksi atau perpindahan maksimal yang dapat terjadi yaitu sebesar 0.006 m. Hasil dari simulasi yang telah dilakukan untuk mengetahui defleksi yang terjadi dari piezoelektrik dapat dilihat pada tabel 4.16. Dari tabel tersebut kemudian dapat diubah ke dalam bentuk grafik seperti pada gambar 4.28 yang bertujuan untuk membandingkan perpindahan piezoelektrik yang terjadi pada beberapa variasi jarak *CPVA* dengan perpindahan maksimal yang dapat terjadi pada piezoelektrik.

Tabel 4.16 Perpindahan Piezoelektrik Dengan Variasi Jarak *CPVA* Terhadap Titik Pusat Massa Sistem Utama

No	Frekuensi (rad/s)	n _{pzt}	Perpindahan Piezoelektrik (m)		
			b = 0	b = 0.1	b = 0.2
1	40.87	1000	2.37E-02	2.20E-02	1.99E-02
2		1100	2.34E-02	2.11E-02	1.84E-02
3		1200	1.82E-02	1.72E-02	1.57E-02
4		1300	1.27E-02	1.31E-02	1.28E-02

5		1400	9.21E-03	9.97E-03	1.04E-02
6		1500	7.25E-03	7.87E-03	8.49E-03
7		1600	5.99E-03	6.51E-03	7.10E-03
8		1700	5.06E-03	5.57E-03	6.08E-03
9		1800	4.36E-03	4.86E-03	5.31E-03
10		1900	3.84E-03	4.30E-03	4.73E-03
11		2000	3.44E-03	3.84E-03	4.26E-03
12		2100	3.11E-03	3.47E-03	3.87E-03
13		2200	2.83E-03	3.16E-03	3.55E-03
14		2300	2.60E-03	2.91E-03	3.28E-03
15		2400	2.40E-03	2.69E-03	3.04E-03
16		2500	2.23E-03	2.51E-03	2.83E-03
17		2600	2.08E-03	2.34E-03	2.65E-03
18		2700	1.96E-03	2.20E-03	2.49E-03
19		2800	1.84E-03	2.08E-03	2.35E-03
20		2900	1.74E-03	1.96E-03	2.22E-03
21		3000	1.65E-03	1.86E-03	2.11E-03
22		3100	1.57E-03	1.77E-03	2.00E-03
23		3200	1.49E-03	1.68E-03	1.91E-03
24		3300	1.43E-03	1.61E-03	1.83E-03
25		3400	1.36E-03	1.54E-03	1.75E-03
26		3500	1.31E-03	1.48E-03	1.68E-03
27		3600	1.25E-03	1.42E-03	1.61E-03
28		3700	1.21E-03	1.36E-03	1.55E-03
29		3800	1.16E-03	1.31E-03	1.49E-03
30		3900	1.12E-03	1.27E-03	1.44E-03
31		4000	1.08E-03	1.22E-03	1.39E-03
32		4100	1.05E-03	1.18E-03	1.35E-03
33		4200	1.01E-03	1.14E-03	1.30E-03
34		4300	9.80E-04	1.11E-03	1.26E-03

35		4400	9.51E-04	1.07E-03	1.23E-03
36		4500	9.23E-04	1.04E-03	1.19E-03



Gambar 4.28 Perbandingan perpindahan piezoelektrik yang terjadi dengan perpindahan maksimal piezoelektrik yang diperbolehkan

Dari gambar 4.28, dapat diketahui defleksi atau perpindahan dari piezoelektrik pada masing-masing variasi jumlah piezoelektrik dengan beberapa variasi jarak CPVA terhadap titik pusat massa utama. Berdasarkan grafik di atas, diketahui bahwa jumlah piezoelektrik yang tidak dapat digunakan pada mekanisme CPVA dengan posisi CPVA di titik pusat massa utama yaitu sebanyak 1000 hingga 1500 piezoelektrik. Pada peletakan CPVA yang digeser sejauh 0.1 m, jumlah yang tidak dapat digunakan sebanyak 1000 hingga 1600 piezoelektrik. Sedangkan jika posisi CPVA digeser sejauh 0.2 m, jumlah piezoelektrik yang tidak dapat digunakan yaitu sebanyak 1000 hingga 1700 piezoelektrik. Dari masing-masing variasi jarak CPVA yang telah ditentukan, jumlah piezoelektrik yang tidak diperbolehkan tersebut disebabkan oleh defleksi yang terjadi besarnya lebih dari 0.006 m. Material

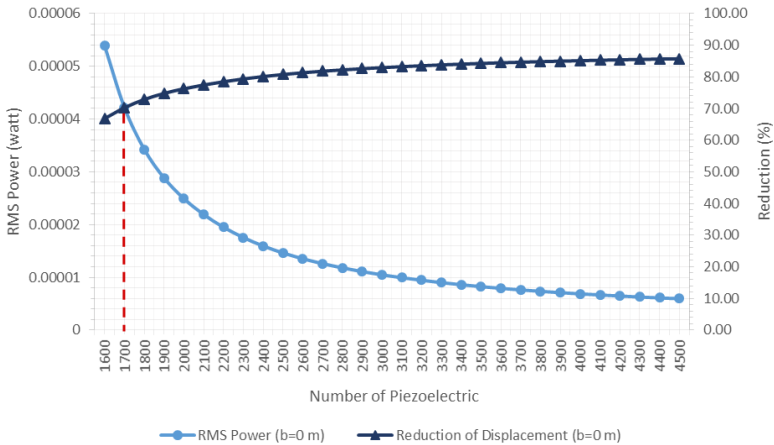
piezoelektrik dapat mengalami kerusakan jika perpindahan yang terjadi melebihi batas maksimal yang telah ditentukan.

Oleh karena itu, jumlah piezoelektrik yang dapat digunakan dalam proses analisa untuk menentukan jumlah piezoelektrik optimum yaitu piezoelektrik dengan jumlah 1600 hingga 4500. Kemudian akan ditentukan reduksi respon getaran dan daya bangkitan yang dihasilkan pada masing-masing variasi jumlah piezoelektrik. Dengan parameter frekuensi operasi dan jarak *CPVA* dari titik pusat massa utama yang digunakan besarnya sama dengan analisa defleksi piezoelektrik sebelumnya, maka dapat diperoleh nilai reduksi getaran dan daya bangkitan yang dapat dilihat pada tabel 4.17. Dari tabel tersebut kemudian dapat diubah ke dalam bentuk grafik seperti pada gambar 4.29(a), 4.29(b), dan 4.29(c) yang secara berturut-turut bertujuan untuk mengetahui jumlah piezoelektrik optimum pada jarak *CPVA* dari titik pusat massa utama sejauh 0 m, 0.1 m, dan 0.2 m.

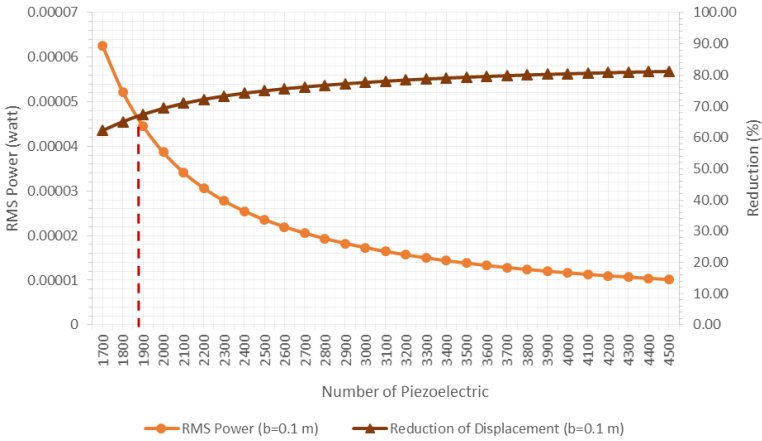
Dari hasil simulasi tersebut, dapat diketahui bahwa jarak *CPVA* berpengaruh terhadap daya yang dihasilkan. Selain itu, daya yang dihasilkan juga dapat dipengaruhi oleh defleksi piezoelektrik yang terjadi yang dapat ditunjukkan kembali oleh persamaan 3.7 dan 3.10. Nilai dari defleksi piezoelektrik besarnya berbanding lurus dengan tegangan yang dihasilkan, dan tegangan yang dihasilkan berbanding lurus dengan daya bangkitan. Oleh karena itu, berdasarkan gambar 4.28 dan tabel 4.17, semakin jauh jarak *CPVA* dari titik pusat massa utama, maka perpindahan yang terjadi semakin besar. Dan dari perpindahan yang semakin besar tersebut, maka daya yang dihasilkan juga memiliki nilai yang semakin besar. Selain itu, penurunan perpindahan piezoelektrik yang terjadi akibat penambahan jumlah piezoelektrik dapat menyebabkan penurunan daya yang dihasilkan.

Tabel 4.17 Persentase Reduksi Perpindahan Massa Sistem Utama dan Daya Bangkitan Dengan Variasi Jarak CPVA Terhadap Titik Pusat Massa Sistem Utama

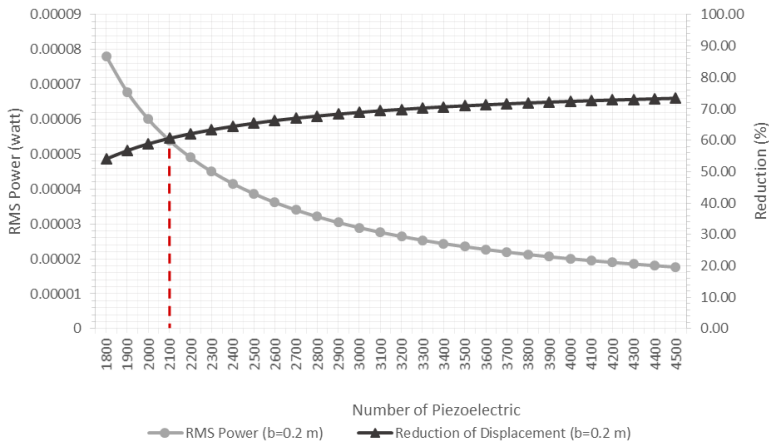
No	Frekuensi (rad/s)	n_{pa}	Reduksi Perpindahan			Daya (watt)		
			b = 0	b = 0.1	b = 0.2	b = 0	b = 0.1	b = 0.2
1	40.87	1600	66.83	-	-	5.39E-05	-	-
2		1700	70.26	62.22	-	4.22E-05	6.25E-05	-
3		1800	72.88	65.09	54.04	3.43E-05	5.22E-05	7.81E-05
4		1900	74.8	67.41	56.71	2.88E-05	4.45E-05	6.78E-05
5		2000	76.26	69.34	58.86	2.49E-05	3.87E-05	6.00E-05
6		2100	77.46	70.93	60.61	2.19E-05	3.42E-05	5.40E-05
7		2200	78.48	72.21	62.08	1.95E-05	3.06E-05	4.90E-05
8		2300	79.37	73.29	63.34	1.76E-05	2.78E-05	4.50E-05
9		2400	80.12	74.18	64.44	1.60E-05	2.55E-05	4.16E-05
10		2500	80.77	74.95	65.4	1.46E-05	2.36E-05	3.87E-05
11		2600	81.34	75.62	66.28	1.35E-05	2.20E-05	3.62E-05
12		2700	81.81	76.2	67.04	1.26E-05	2.06E-05	3.40E-05
13		2800	82.23	76.74	67.72	1.18E-05	1.93E-05	3.21E-05
14		2900	82.61	77.22	68.34	1.11E-05	1.83E-05	3.04E-05
15		3000	82.95	77.64	68.88	1.05E-05	1.73E-05	2.89E-05
16		3100	83.25	78.04	69.4	9.93E-06	1.64E-05	2.76E-05
17		3200	83.54	78.41	69.84	9.45E-06	1.57E-05	2.64E-05
18		3300	83.8	78.74	70.26	9.00E-06	1.50E-05	2.53E-05
19		3400	84.04	79.03	70.65	8.61E-06	1.44E-05	2.44E-05
20		3500	84.27	79.31	70.98	8.24E-06	1.38E-05	2.35E-05
21		3600	84.47	79.56	71.3	7.92E-06	1.33E-05	2.27E-05
22		3700	84.65	79.8	71.61	7.62E-06	1.28E-05	2.19E-05
23		3800	84.83	80.03	71.89	7.35E-06	1.24E-05	2.13E-05
24		3900	84.99	80.22	72.14	7.10E-06	1.20E-05	2.06E-05
25		4000	85.13	80.4	72.39	6.87E-06	1.17E-05	2.00E-05
26		4100	85.27	80.58	72.6	6.66E-06	1.13E-05	1.95E-05
27		4200	85.41	80.75	72.81	6.46E-06	1.10E-05	1.90E-05
28		4300	85.53	80.9	73.01	6.28E-06	1.07E-05	1.85E-05
29		4400	85.63	81.05	73.2	6.11E-06	1.04E-05	1.81E-05
30		4500	85.74	81.19	73.37	5.95E-06	1.02E-05	1.77E-05



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.29 Grafik daya bangkitan dan reduksi getaran massa sistem utama terhadap jumlah piezoelektrik dengan variasi jarak CPVA

Dari grafik 4.29 di atas, dapat diketahui nilai daya yang dihasilkan dan reduksi yang dihasilkan dengan beberapa variasi jumlah piezoelektrik yang telah ditentukan. Pada saat CPVA diletakkan pada titik pusat massa utama, diketahui daya bangkitan yang dihasilkan berada pada *range* $5.95\text{E-}06$ hingga $5.39\text{E-}05$ watt dan reduksi perpindahan sistem utama berada pada *range* 66.83% hingga 85.74%. Kemudian ketika CPVA digeser sejauh 0.1 m dari titik pusat massa utama, daya bangkitan berada pada *range* $1.02\text{E-}05$ hingga $6.25\text{E-}05$ watt dan reduksi perpindahan berada pada *range* 62.22% hingga 81.19%. Sedangkan pada posisi CPVA sejauh 0.2 m dari titik pusat massa utama, daya yang dihasilkan berada pada *range* $1.77\text{E-}05$ hingga $7.81\text{E-}05$ watt dan reduksi perpindahan massa utama pada *range* 54.04% hingga 73.37%.

Analisa untuk mengetahui jumlah optimum tersebut diperlukan karena berdasarkan gambar 4.29, diketahui bahwa daya yang dihasilkan berbanding terbalik dengan kemampuan piezoelektrik untuk mereduksi getaran sistem utama. Dengan kata

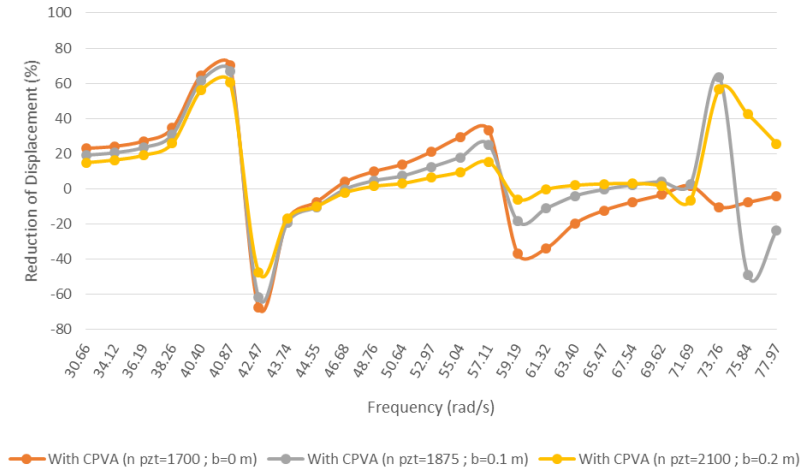
lain, semakin besar daya yang mampu dihasilkan, maka dapat diketahui bahwa kemampuan piezoelektrik untuk meredam getaran sistem utama kurang optimal. Grafik daya bangkitan dan reduksi getaran massa sistem utama terhadap jumlah piezoelektrik seperti pada gambar 4.29 dapat menunjukkan nilai optimum dari jumlah piezoelektrik yang dapat digunakan untuk menghasilkan reduksi perpindahan dan daya bangkitan optimum. Berdasarkan gambar 4.29(a), diketahui *CPVA* diletakkan pada titik pusat massa utama dan jumlah piezoelektrik yang optimum untuk digunakan sebanyak 1700 piezoelektrik. Reduksi perpindahan dan daya bangkitan yang dihasilkan secara berturut-turut yaitu sebesar 70.26% dan $4.22\text{E-}05$ watt. Pada variasi jarak *CPVA* yang digeser sejauh 0.1 m dari titik pusat massa utama, berdasarkan gambar 4.29(b) jumlah piezoelektrik optimum sebanyak 1875 piezoelektrik dengan reduksi perpindahan dan daya yang dihasilkan secara berturut-turut adalah 67% dan $4.7\text{E-}05$ watt. Sedangkan jika *CPVA* digeser sejauh 0.2 m, jumlah piezoelektrik optimum yang dapat digunakan sebanyak 2100 piezoelektrik dengan reduksi perpindahan dan daya yang dihasilkan secara berturut-turut yaitu sebesar 60.61% dan $5.40\text{E-}05$ watt. Jumlah yang diperoleh dari grafik tersebut merupakan jumlah piezoelektrik yang direkomendasikan dan dapat digunakan pada mekanisme *CPVA* untuk mengoptimalkan kemampuan piezoelektrik dalam meredam getaran dari sistem utama dan menghasilkan daya bangkitan.

Setelah diperoleh jumlah piezoelektrik yang dapat digunakan untuk mengoptimalkan reduksi perpindahan dan daya bangkitan yang dihasilkan melalui mekanisme *CPVA*, maka dapat dilakukan analisa kembali untuk mengetahui variasi jumlah piezoelektrik optimum tersebut serta variasi jarak *CPVA* dari titik pusat massa sistem utama yang mampu menghasilkan reduksi respon getaran dan daya bangkitan yang paling baik. Dengan variasi jumlah piezoelektrik optimum yang digunakan pada proses simulasi sebanyak 1700 buah untuk posisi *CPVA* pada titik pusat massa sistem utama, 1875 piezoelektrik untuk posisi *CPVA* sejauh 0.1 m dari titik pusat massa utama, dan 2100 piezoelektrik untuk

posisi *CPVA* sejauh 0.2 m dari titik pusat massa utama, maka dapat diperoleh nilai reduksi perpindahan dan perpindahan sudut yang ditunjukkan pada tabel 4.18. Dari tabel tersebut kemudian diubah ke dalam bentuk grafik reduksi perpindahan dan perpindahan sudut yang ditunjukkan secara berturut-turut pada gambar 4.30(a) dan 4.30(b).

Tabel 4.18 Persentase Reduksi Perpindahan dan Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama Dengan Jumlah Piezoelektrik Optimum dan Variasi Jarak *CPVA* ke Titik Pusat Massa Sistem Utama

No	Frekuensi (rad/s)	Reduksi Perpindahan (%)			Reduksi Perpindahan Sudut (%)		
		n = 1700 b = 0 m	n = 1875 b = 0.1 m	n = 2100 b = 0.2 m	n = 1700 b = 0 m	n = 1875 b = 0.1 m	n = 2100 b = 0.2 m
1	30.6559	23.04	19.19	14.93	22.7	2.91	-13.39
2	34.1177	24.2	20.55	16.42	23.93	8.36	-5.46
3	36.1911	27.19	23.5	19.14	26.95	13.39	0.57
4	38.2646	34.56	30.78	25.84	34.35	22.98	10.97
5	40.4009	64.64	61.41	56.04	64.53	57.83	48.52
6	40.8745	70.27	66.83	60.59	70.18	63.9	54.1
7	42.4743	-67.26	-61.74	-47.35	-67.69	-73.41	-68.19
8	43.7357	-17.5	-19.15	-16.68	-17.76	-26.06	-30.89
9	44.5478	-7.54	-10.32	-10.1	-7.81	-15.67	-22.05
10	46.6841	3.93	-0.22	-2.2	3.79	-1.98	-9.09
11	48.7575	9.84	4.6	1.42	9.91	6.83	-0.16
12	50.6425	14.02	7.41	3.12	14.42	14.56	7.85
13	52.9672	21.08	12.42	6.41	22.51	28.97	23.15
14	55.0407	29.3	17.95	9.54	32.74	47.75	45.24
15	57.1141	33.22	25.16	15.28	38.32	18.91	-8.5
16	59.1876	-36.89	-18.38	-5.89	-46.87	-145.98	-121.73
17	61.3239	-33.74	-11.03	-0.25	-44.74	-81.97	-50.52
18	63.3973	-19.61	-3.96	2.06	-29.09	-49.43	-23.81
19	65.4708	-12.26	-0.34	2.84	-20.39	-30.49	-5.36
20	67.5443	-7.39	2.29	3.06	-15.28	-15.36	11.94
21	69.6178	-3.38	4.03	1.57	-11.29	2.03	32.17
22	71.6913	1.79	2.58	-6.58	-6.54	29.84	59.47
23	73.7648	-10.28	63.66	56.42	-11.93	60.27	84.38
24	75.8383	-7.68	-48.87	42.46	-12.67	-229.79	3.16
25	77.9746	-4.04	-23.77	25.68	-9.63	-124.46	-236.95



(a)



(b)

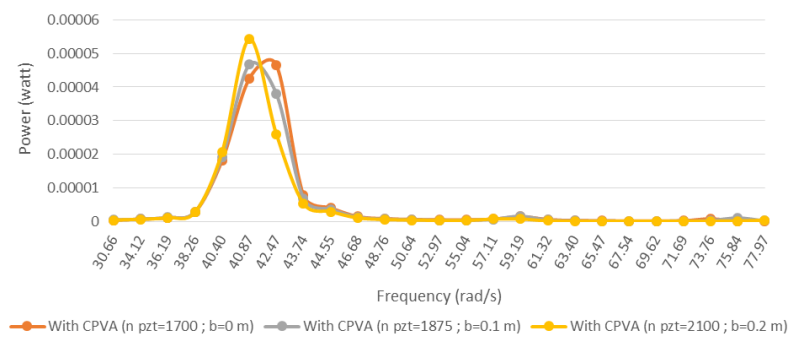
Gambar 4.30 Grafik (a) reduksi respon perpindahan dan (b) reduksi respon perpindahan sudut terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan jumlah piezoelektrik optimum

Berdasarkan gambar 4.30(a) di atas, terlihat bahwa persentase reduksi respon perpindahan dimana frekuensi operasi yang digunakan adalah frekuensi natural pertama sistem, dengan jumlah piezoelektrik optimum sebanyak 1700 buah dan dengan posisi *CPVA* pada titik pusat massa utama, maka akan dihasilkan persentase yang paling besar. Akan tetapi, penggunaan posisi jarak *CPVA* yang diletakkan pada titik pusat massa utama tersebut dengan frekuensi operasi yang semakin mendekati frekuensi natural kedua sistem kurang baik dalam mereduksi perpindahan yang terjadi atau dengan kata lain mampu menghasilkan perpindahan yang lebih besar dengan dilakukannya penambahan *CPVA*. Hal yang sama juga ditunjukkan pada reduksi perpindahan sudut yang ditunjukkan pada gambar 4.30(b) yaitu dengan jumlah piezoelektrik optimum 1700 buah dan posisi *CPVA* pada titik pusat massa utama akan menghasilkan persentase reduksi perpindahan sudut terbesar. Sedangkan jika ditinjau secara keseluruhan dengan beberapa variasi frekuensi operasi, reduksi perpindahan sudut terbesar terjadi pada frekuensi natural kedua sistem sebesar 84.38%, dengan jumlah piezoelektrik optimum sebanyak 2200 buah dan jarak *CPVA* yang digeser sejauh 0.2 m dari titik pusat massa utama.

Selain mengetahui reduksi respon perpindahan dan perpindahan sudut, dari proses simulasi dapat diketahui juga pengaruh dari variasi jumlah piezoelektrik optimum dan variasi jarak peletakan *CPVA* terhadap daya bangkitan yang mampu dihasilkan. Besar daya bangkitan yang dihasilkan dengan beberapa variasi yang digunakan tersebut dapat dilihat pada tabel 4.19 dan kemudian dari tabel tersebut dapat diubah menjadi bentuk grafik daya terhadap variasi frekuensi operasi massa sistem utama seperti pada gambar 4.31. Berdasarkan grafik yang diperoleh, dapat diketahui bahwa daya bangkitan terbesar yang dapat dihasilkan oleh mekanisme *CPVA* adalah sebesar $5.43\text{E-}05$ watt dengan jumlah piezoelektrik optimum sebanyak 2100 dan *CPVA* yang diletakkan sejauh 0.2 m dari titik pusat massa sistem utama.

Tabel 4.19 Daya Bangkitan yang Dihasilkan Dengan Jumlah Piezoelektrik Optimum dan Variasi Jarak CPVA ke Titik Pusat Massa Sistem Utama

No	Frekuensi (rad/s)	Daya (watt)		
		n = 1700 b = 0 m	n = 1875 b = 0.1 m	n = 2100 b = 0.2 m
1	30.6559	3.92E-07	4.07E-07	3.85E-07
2	34.1177	6.54E-07	6.72E-07	6.29E-07
3	36.1911	1.13E-06	1.16E-06	1.09E-06
4	38.2646	2.77E-06	2.82E-06	2.72E-06
5	40.4009	1.82E-05	1.92E-05	2.07E-05
6	40.8745	4.25E-05	4.67E-05	5.43E-05
7	42.4743	4.66E-05	3.80E-05	2.60E-05
8	43.7357	7.74E-06	6.81E-06	5.32E-06
9	44.5478	4.06E-06	3.61E-06	2.90E-06
10	46.6841	1.44E-06	1.27E-06	1.04E-06
11	48.7575	7.99E-07	6.90E-07	5.66E-07
12	50.6425	5.72E-07	4.79E-07	3.89E-07
13	52.9672	4.50E-07	3.57E-07	2.89E-07
14	55.0407	4.44E-07	3.34E-07	2.69E-07
15	57.1141	6.66E-07	6.41E-07	7.02E-07
16	59.1876	1.43E-06	1.53E-06	7.16E-07
17	61.3239	5.56E-07	3.98E-07	1.64E-07
18	63.3973	2.63E-07	1.73E-07	8.02E-08
19	65.4708	1.72E-07	1.07E-07	5.42E-08
20	67.5443	1.35E-07	8.08E-08	4.64E-08
21	69.6178	1.33E-07	7.55E-08	4.68E-08
22	71.6913	1.81E-07	9.91E-08	5.37E-08
23	73.7648	7.49E-07	2.66E-07	7.26E-08
24	75.8383	1.26E-07	1.02E-06	1.28E-07
25	77.9746	5.74E-08	1.52E-07	3.55E-07



Gambar 4.31 Grafik daya bangkitan yang dihasilkan terhadap frekuensi operasi massa sistem utama dengan jumlah piezoelektrik optimum

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, diperoleh beberapa kesimpulan antara lain:

1. Telah dirancang sistem utama sebagai simulator sumber energi getaran yang memiliki massa sebesar 6.7 Kg serta dimensi 500x500x800 mm dengan getaran yang dapat terjadi pada arah translasi dan rotasi. Getaran pada arah translasi disebabkan oleh sumber getar berupa mekanisme *scotch yoke* dan batang pengarah dengan konstanta kekakuan pegas penghasil eksitasi sebesar 145 N/m. Sedangkan gerak dalam arah rotasi disebabkan oleh perbedaan nilai konstanta kekakuan pegas pada sisi kiri dan sisi kanan sistem utama dengan nilai secara berturut-turut yaitu 4659.98 N/m dan 7163.34 N/m. Selain itu, nilai konstanta redaman pegas sisi kiri dan sisi kanan sistem utama secara berturut-turut yaitu 1.4025 N.s/m dan 0.7569 N.s/m.
2. Telah dirancang *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* yang mampu mereduksi getaran translasi maupun rotasi dari massa utama dengan dimensi 130x100x220 mm. Mekanisme CPVA ini terdiri dari dua massa yaitu massa absorber sebesar 0.878 Kg dan massa piezoelektrik ekuivalen dengan massa satu piezoelektrik sebesar 0.0006 Kg. Selain itu mekanisme CPVA ini berperan sebagai penghasil energi listrik bangkitan.
3. Diketahui bahwa dengan digunakannya frekuensi operasi yang semakin mendekati frekuensi natural sistem utama sebelum dilakukan penambahan CPVA, mampu dihasilkan respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan baik dalam arah translasi maupun rotasi massa sistem utama yang semakin besar. Sedangkan setelah dilakukan penambahan CPVA, dengan digunakannya frekuensi natural sistem utama, maka mampu menyebabkan perpindahan massa sistem utama yang lebih besar dibandingkan frekuensi operasi lainnya sehingga

menyebabkan daya bangkitan yang dihasilkan oleh *CPVA* akan semakin besar.

4. Diketahui bahwa dengan adanya pergeseran posisi *CPVA* dari titik pusat massa utama, maka akan terjadi pergeseran frekuensi natural yang berbeda pada masing-masing variasi jarak *CPVA* jika ditinjau dalam arah translasi dan rotasi. Pada arah gerak translasi, reduksi perpindahan massa utama terbesar terjadi pada frekuensi natural pertama dan kedua. Pada frekuensi natural pertama, reduksi perpindahan yang terjadi dengan ketiga variasi jarak *CPVA*, perbandingan nilainya tidak signifikan. Sedangkan jika ditinjau hingga frekuensi natural kedua, dengan adanya pergeseran posisi *CPVA*, maka dapat dihasilkan reduksi yang lebih besar dibandingkan dengan *CPVA* pada titik pusat massa utama. Reduksi perpindahan yang relatif lebih besar terjadi ketika *CPVA* diletakkan mendekati titik pusat massa utama tetapi bukan di titik pusat massa utama. Pada arah gerak rotasi, reduksi perpindahan sudut massa utama terbesar juga terjadi pada frekuensi natural pertama dan kedua. Pada frekuensi natural pertama, reduksi perpindahan sudut yang terjadi pada ketiga variasi yang digunakan, perbandingan nilainya tidak signifikan. Sedangkan jika ditinjau hingga frekuensi natural kedua, dengan adanya pergeseran posisi *CPVA*, maka reduksi perpindahan sudut yang dihasilkan lebih besar dibandingkan dengan *CPVA* pada titik pusat massa utama. Reduksi perpindahan sudut yang relatif lebih besar terjadi ketika *CPVA* diletakkan menjauhi titik pusat massa utama.
5. Diketahui bahwa dengan semakin bertambahnya jumlah piezoelektrik yang digunakan pada *CPVA*, mampu dihasilkan respon perpindahan dalam arah translasi maupun rotasi pada massa sistem utama yang semakin kecil sehingga reduksi perpindahan serta perpindahan sudut yang terjadi akan semakin besar. Sedangkan dengan semakin besar reduksi getaran yang terjadi tersebut, daya bangkitan yang dihasilkan akan semakin kecil.

6. Diketahui bahwa pada *range* 1000 hingga 4500 piezoelektrik, dengan semakin banyak jumlah piezoelektrik yang digunakan, maka reduksi perpindahan maupun perpindahan sudut massa sistem utama juga semakin besar. Akan tetapi, dengan bertambahnya jumlah piezoelektrik tersebut, akan menghasilkan daya bangkitan yang semakin kecil. Dari beberapa variasi jumlah piezoelektrik dapat diketahui jumlah piezoelektrik yang dapat digunakan untuk mengoptimalkan kemampuan menghasilkan daya bangkitan dan mereduksi getaran massa utama. Pada peletakan *CPVA* pada titik pusat massa utama, jumlah piezoelektrik optimum yaitu sebanyak 1700 buah dengan kemampuan mereduksi getaran hingga 70.26% dan menghasilkan daya bangkitan sebesar $4.22\text{E-}05$ watt. Dengan pergeseran *CPVA* sejauh 0.1 m dari titik pusat massa utama jumlah piezoelektrik optimum yaitu sebanyak 1875 buah dengan reduksi perpindahan dan daya yang dihasilkan secara berturut-turut adalah 67% dan $4.7\text{E-}05$ watt. Sedangkan jika *CPVA* digeser sejauh 0.2 m, jumlah piezoelektrik optimum yaitu sebanyak 2100 piezoelektrik dengan reduksi perpindahan dan daya yang dihasilkan secara berturut-turut yaitu sebesar 60.61% dan $5.40\text{E-}05$ watt.

5.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan dapat diperoleh saran yang direkomendasikan untuk penelitian-penelitian selanjutnya antara lain:

1. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, disarankan untuk tidak menggunakan metode *cantilever piezoelectric* yang tersusun secara seri dengan mekanisme *DVA*. Hal tersebut dikarenakan penggunaan *cantilever piezoelectric* untuk mengonversi energi yang semakin besar dapat membuat reduksi respon dari *DVA* semakin rendah atau kurang efektif. Selain itu, terdapat batasan defleksi maksimum yang menyebabkan getaran yang terjadi pada massa *absorber* dan *cantilever piezoelectric* harus dibatasi.

2. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, dengan mekanisme CPVA yang sama dan *range* jumlah piezoelektrik yang digunakan yaitu 1000 hingga 4500 piezoelektrik, disarankan untuk tidak menggunakan *cantilever piezoelectric* dengan jumlah kurang dari 1800. Hal tersebut dikarenakan pada jumlah tersebut, *cantilever piezoelectric* akan mengalami defleksi melebihi batasan defleksi maksimum yang diperbolehkan atau sebesar 0.006 m. Sedangkan jika ingin menggunakan piezoelektrik dengan jumlah kurang dari atau di luar *range* 1000 hingga 4500 piezoelektrik, maka perlu dilakukan analisa defleksi piezoelektrik kembali terlebih dahulu. Sehingga diketahui kemungkinan dapat digunakannya atau tidak dapat digunakannya piezoelektrik dengan jumlah yang lebih sedikit pada mekanisme CPVA.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Adhikari, Sondipon. 2013. "Energy Harvesting Dynamic Vibration Absorbers". **Journal of Applied Mechanics** vol 80, 4:1-9.
- [2] Charnegie, David. 2007. **Frequency Tuning Concepts For Piezoelectric Cantilever Beams And Plates For Energy Harvesting**. University of Pittsburgh.
- [3] Efendy, Wahyu Rachma. 2017. **Pemodelan dan Analisa Reduksi Respon Getaran Translasi Pada Sistem Utama dan Energi Listrik yang Dihasilkan oleh Mekanisme Dynamic Vibration Absorber Metode Cantilever Piezoelectric (CPVA)**. Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [4] Hassaan, Galal A. 2014. "Optimal Design of A Vibration Absorber-Harvester Dynamic System". **International Journal of Research in Engineering and Technology** vol 3, 6:325-329.
- [5] Hehn, Thorsten dan Manoli, Yiannos. 2015. **CMOS Circuits for Piezoelectric Energy Harvesters**. Dordrecht: Springer Science+Business Media.
- [6] Krisdianto, Andy Noven. 2011. **Studi Karakteristik Energi Yang Dihasilkan Mekanisme Vibration Energy Harvesting Dengan Metode Piezoelectric Untuk Pembebanan Frontal Dan Lateral**. Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [7] Kundu, Sushanta. 2016. "Modelling and Simulation of a Piezoelectric Vibration Energy Harvester". **Procedia Engineering** vol 144:568-575.

- [8] Kusumadewayanti, Esthi. 2015. "Studi Pengaruh Massa dan Perubahan Lengan Momen Dual Dynamic Vibration Absorber (DVA)-Independent Terhadap Respon Getaran Sistem Utama 2-DOF". **Seminar Nasional Teknik Mesin** vol 10.
- [9] Moya, Xavier dan Munoz-Rojas, David. 2016. **Materials for Sustainable Energy Applications: Conversion, Storage, Transmission, and Consumption**. Boca Raton: Taylor & Francis Group.
- [10] Pachpute, A. Z. 2016. "Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber-A Simulation Approach". **Imperial Journal of Interdisciplinary Research** vol 2, 10:96-100.
- [11] Piezo Film Sensors Technical Manual. **Manual Measurement Specialties, Inc.** Forge Avenue, Norristown.
- [12] Priya, Shashank dan Inman, Daniel J. 2009. **Energy Harvesting Technologies**. New York: Springer Science+Business Media.
- [13] Rao, Singiresu S. 2011. **Mechanical Vibrations, Fifth Edition**. Upper Saddle River: Pearson Education, Inc.
- [14] Singh, V.P. 2001. **Mechanical Vibrations**. Delhi: Dhanpat Rai & Co. (P) Ltd.
- [15] Sinha, Alok. 2010. **Vibration of Mechanical Systems**. New York: Cambridge University Press.
- [16] www.americanpiezo.com/knowledge-center/piezo-theory.html/ diunduh: 23 Januari 2017.

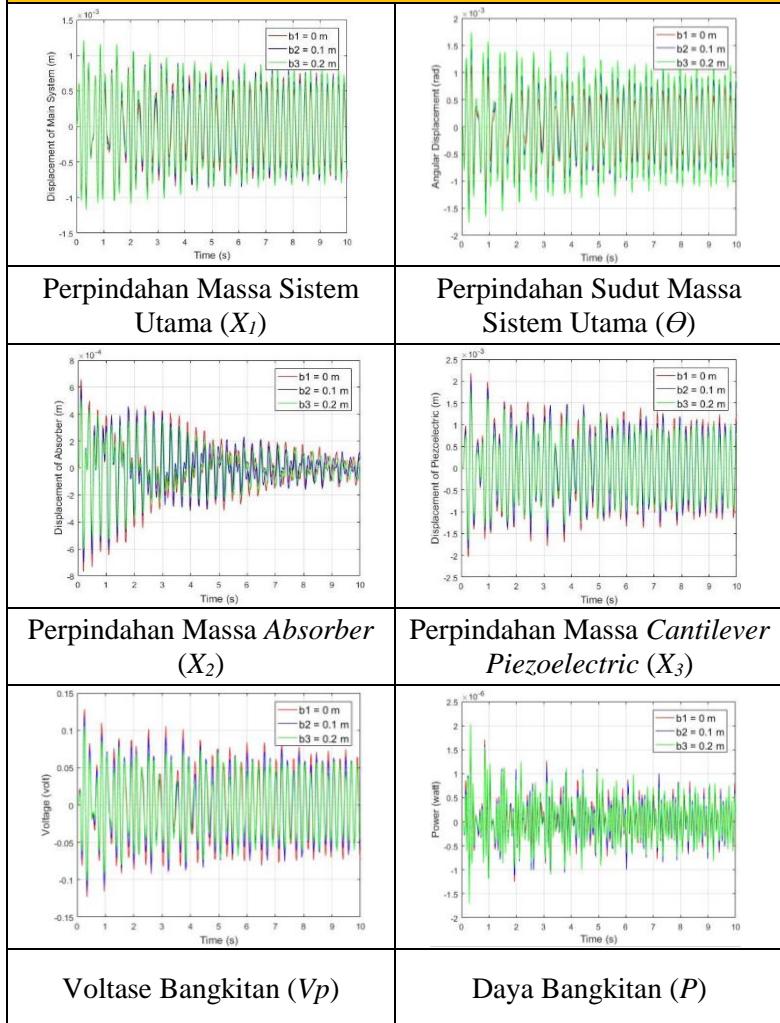
- [17] www.piceramic.com/en/piezo-technology/fundamentals.html/ diunduh: 24 Januari 2017.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

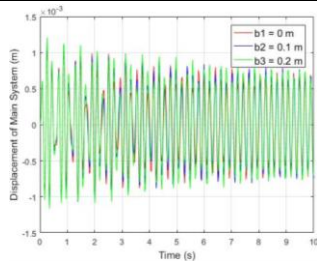
LAMPIRAN

1. Hasil Simulasi Matlab Simulink

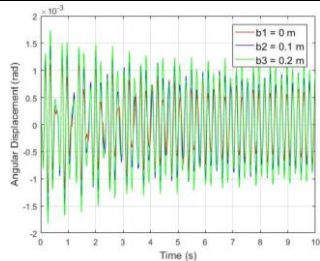
Frekuensi Operasi 30.66 rad/s ; Jumlah Piezoelektrik 1600



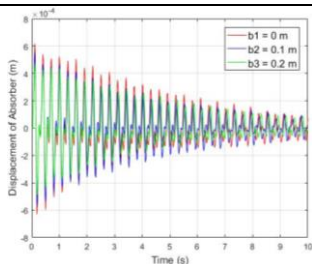
Frekuensi Operasi 30.66 rad/s ; Jumlah Piezoelektrik 1900



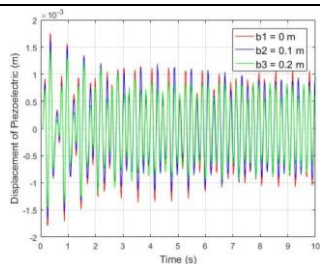
Perpindahan Massa Sistem Utama (X_1)



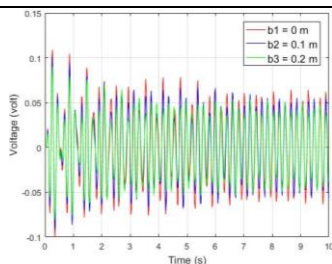
Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama (θ)



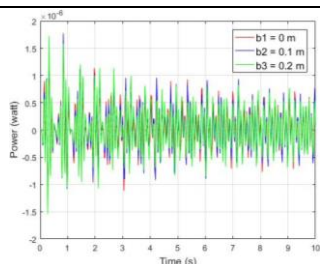
Perpindahan Massa Absorber (X_2)



Perpindahan Massa Cantilever Piezoelectric (X_3)

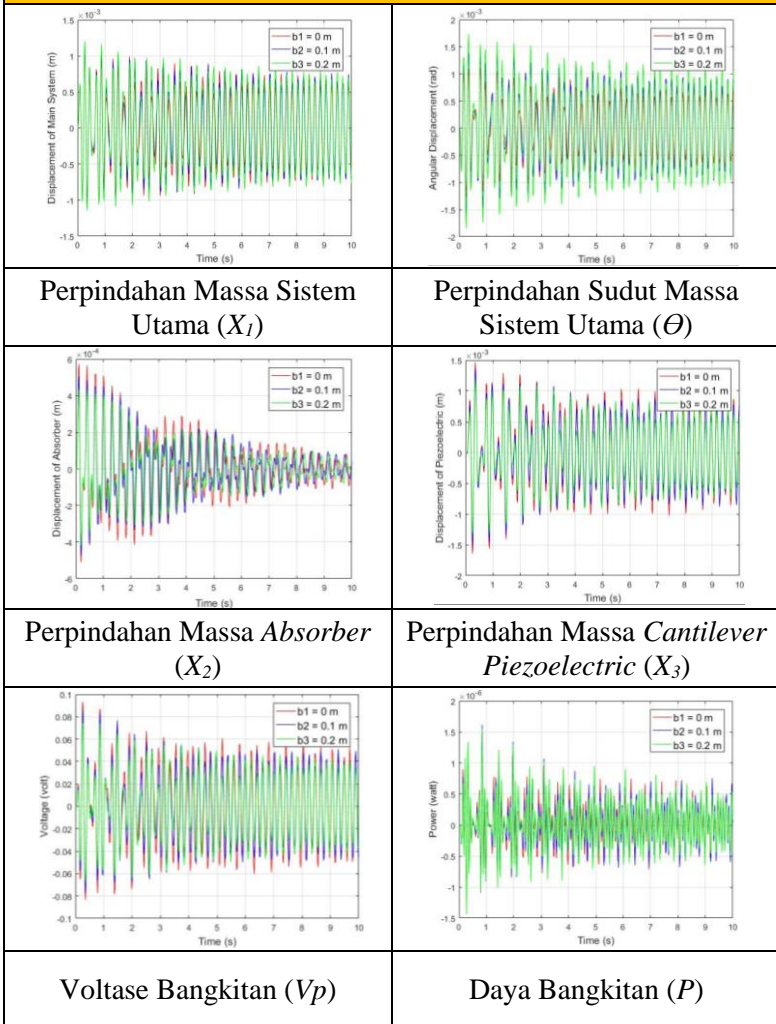


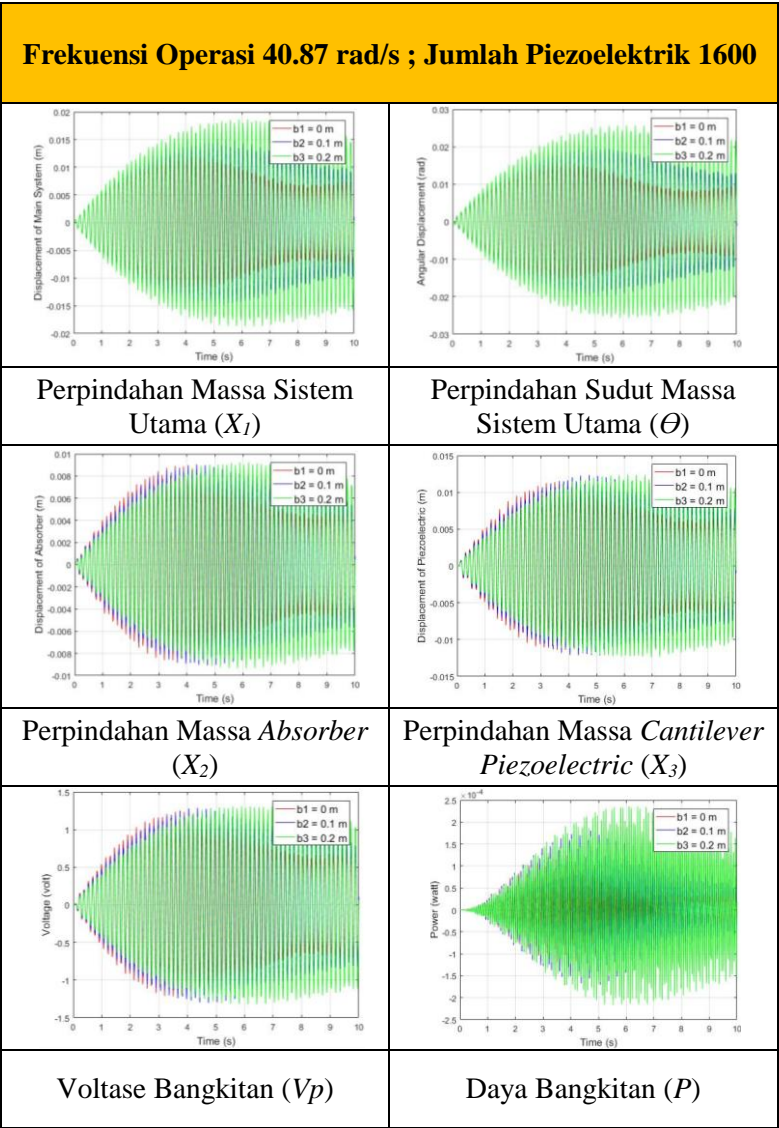
Voltase Bangkitan (V_p)



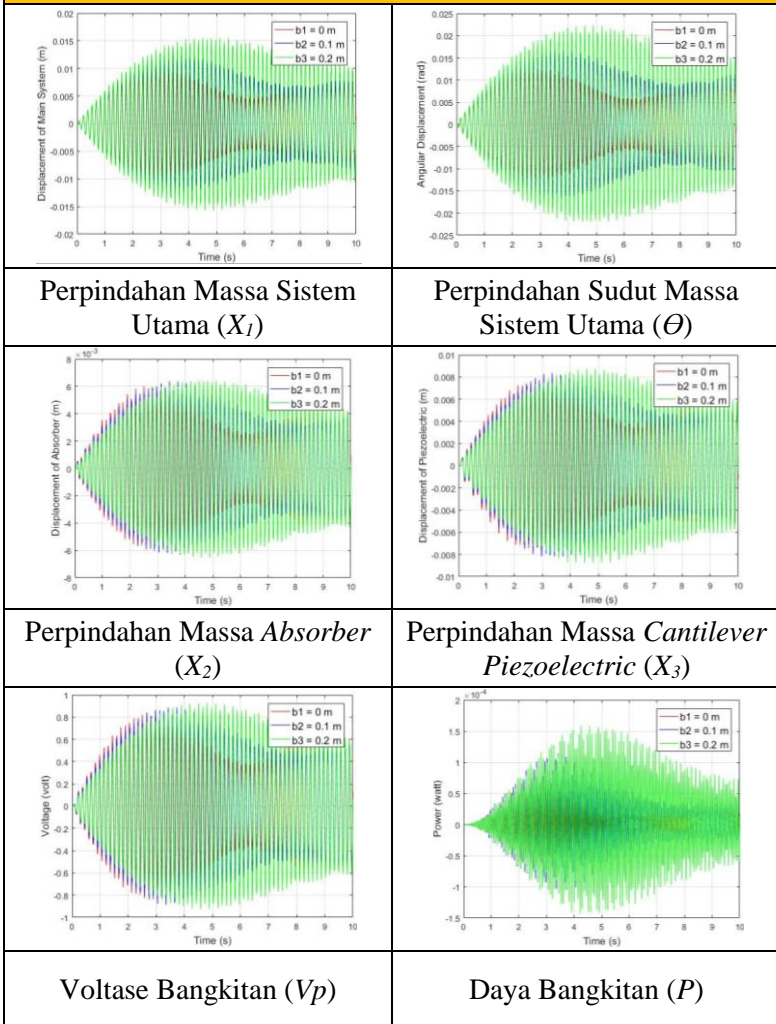
Daya Bangkitan (P)

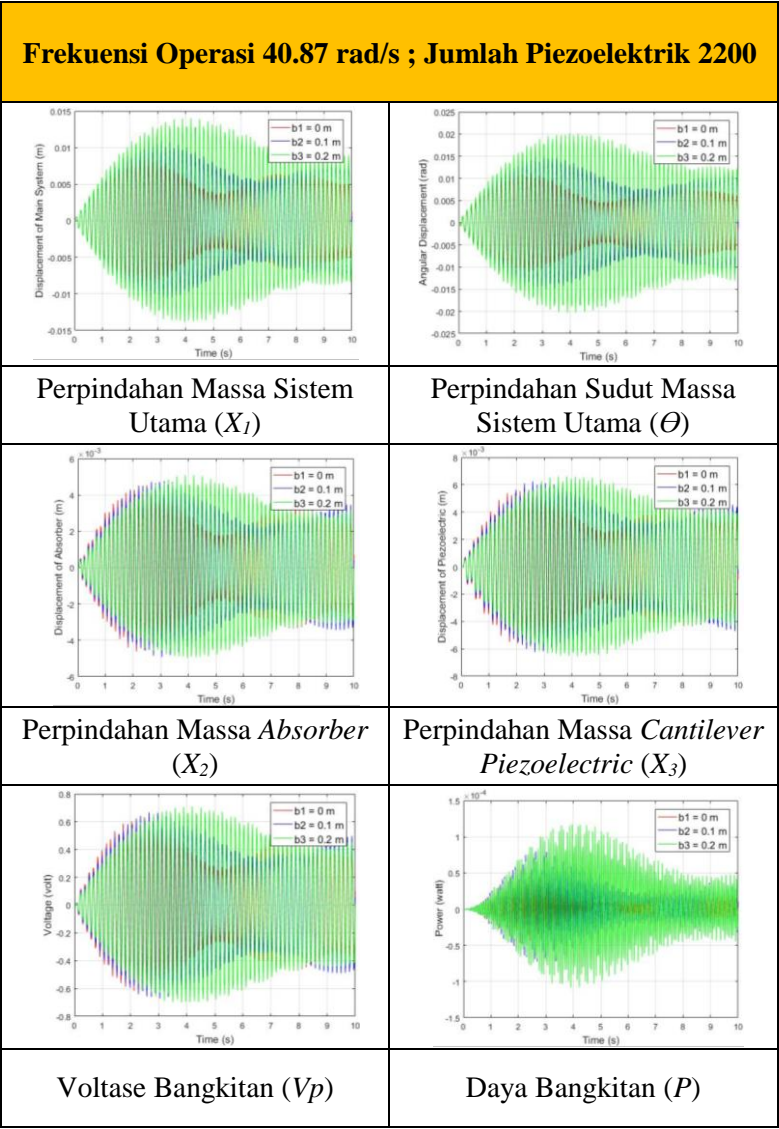
Frekuensi Operasi 30.66 rad/s ; Jumlah Piezoelektrik 2200



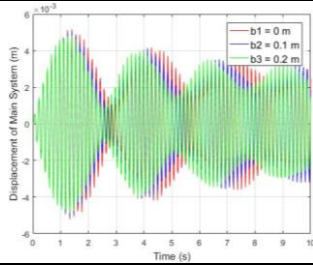


Frekuensi Operasi 40.87 rad/s ; Jumlah Piezoelektrik 1900

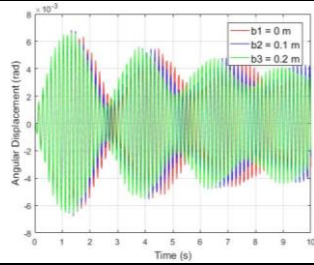




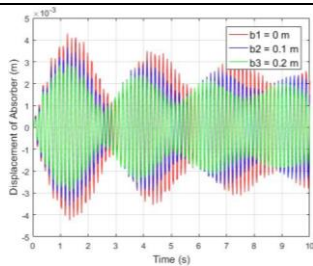
Frekuensi Operasi 43.74 rad/s ; Jumlah Piezoelektrik 1600



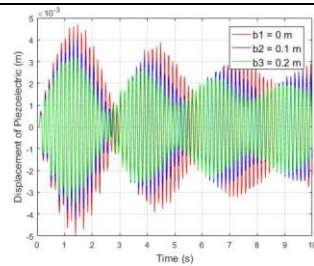
Perpindahan Massa Sistem Utama (X_1)



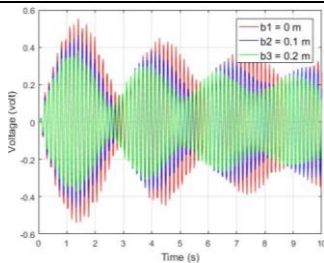
Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama (θ)



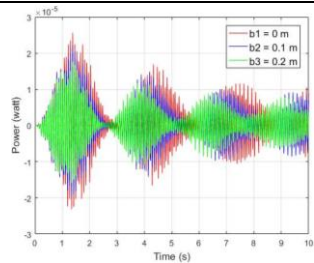
Perpindahan Massa Absorber (X_2)



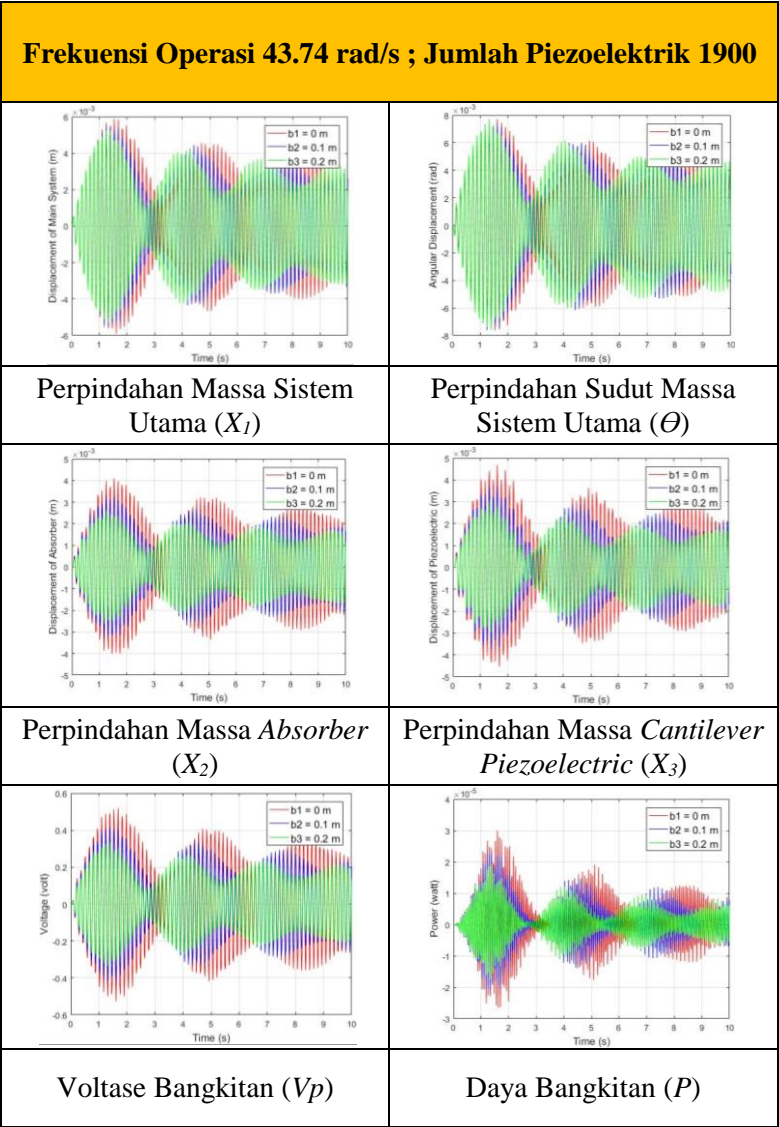
Perpindahan Massa Cantilever Piezoelectric (X_3)



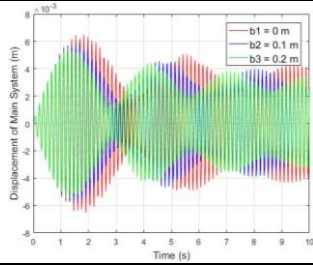
Voltase Bangkitan (V_p)



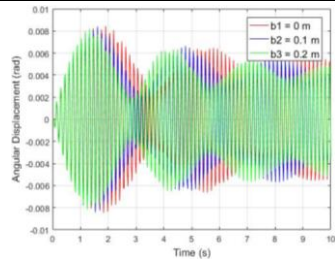
Daya Bangkitan (P)



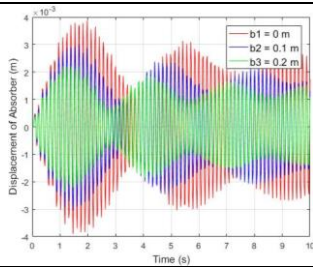
Frekuensi Operasi 43.74 rad/s ; Jumlah Piezoelektrik 2200



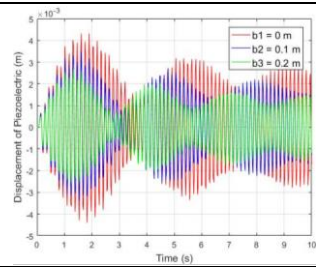
Perpindahan Massa Sistem Utama (X_1)



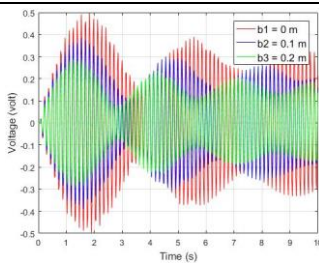
Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama (θ)



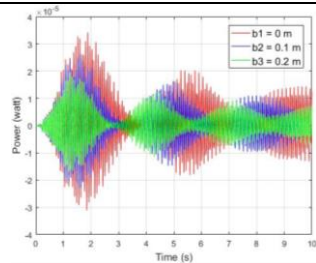
Perpindahan Massa Absorber (X_2)



Perpindahan Massa Cantilever Piezoelectric (X_3)

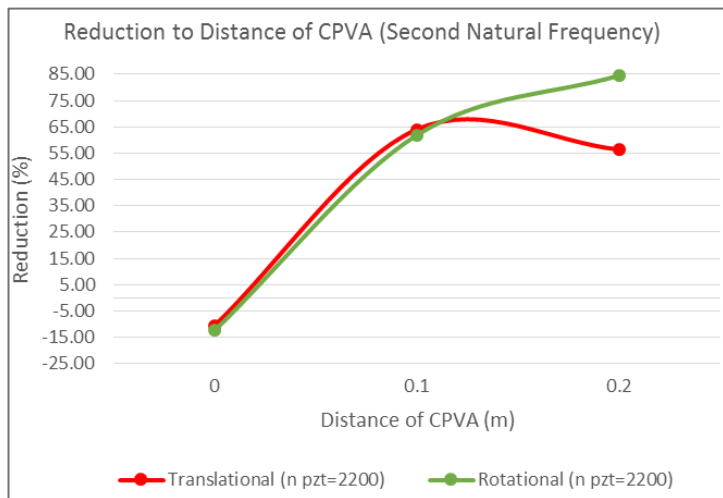
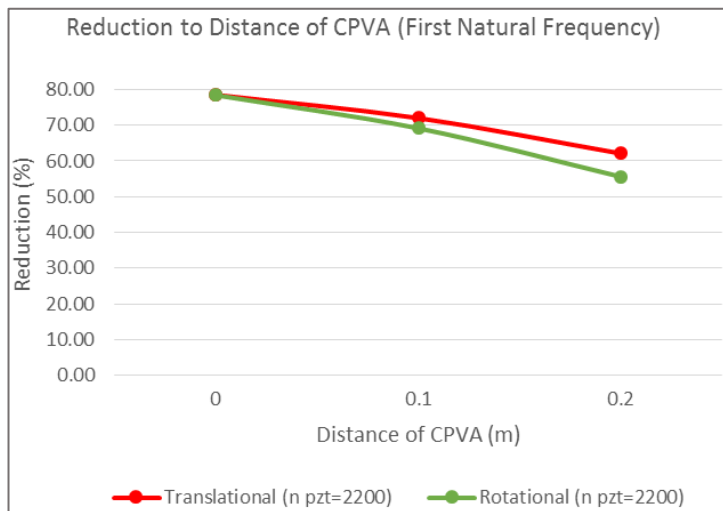


Voltase Bangkitan (V_p)

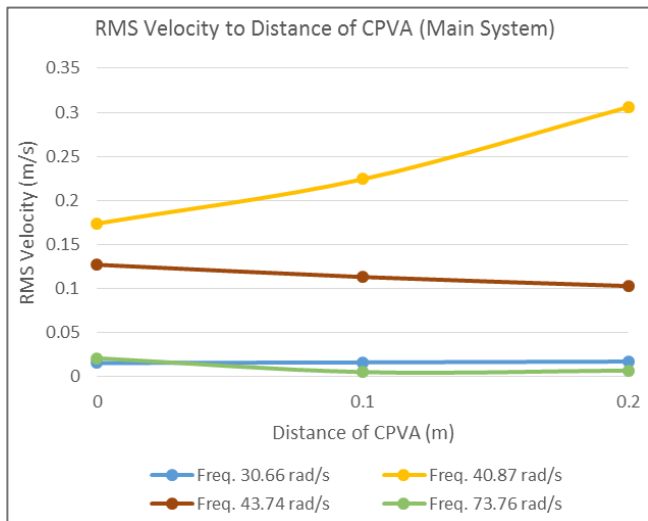
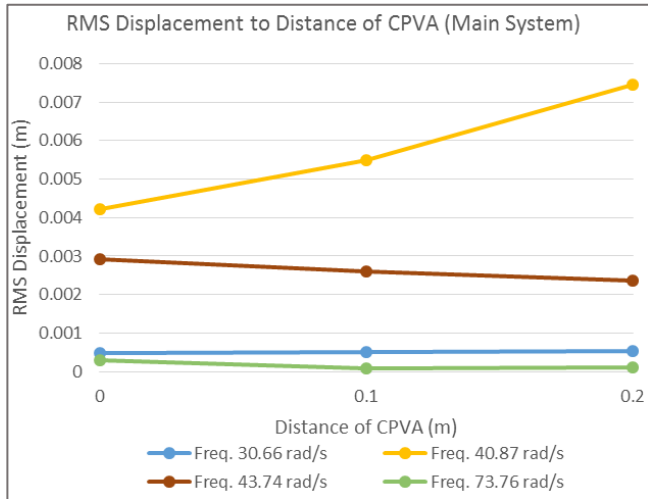


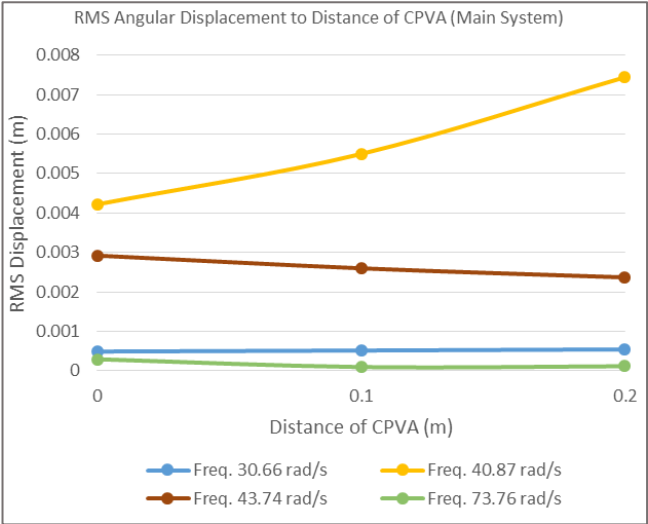
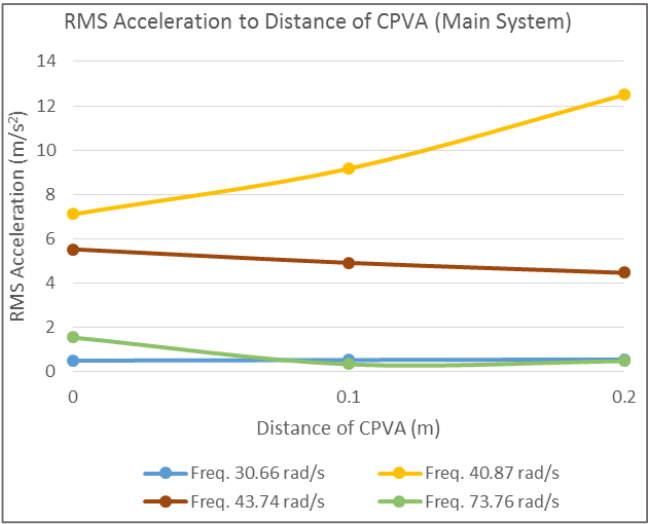
Daya Bangkitan (P)

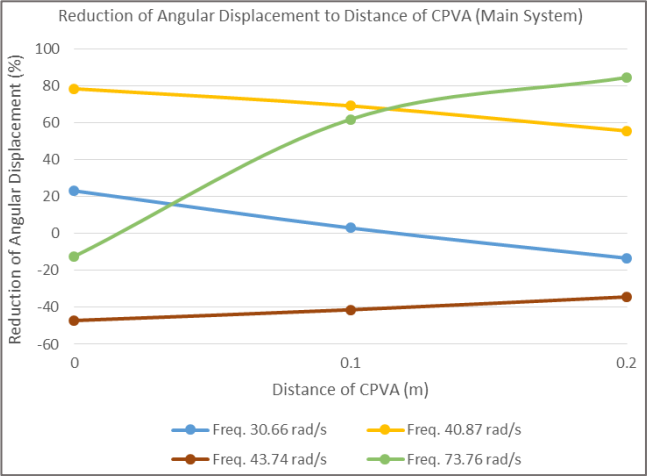
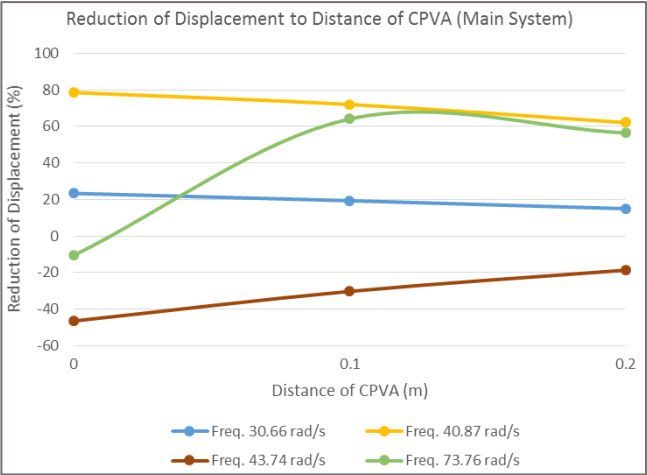
2. Grafik Reduksi Perpindahan dan Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama Terhadap Jarak CPVA dari Titik Pusat Massa Sistem Utama pada Frekuensi Natural Pertama dan Kedua (Jumlah Piezoelektrik Tetap)



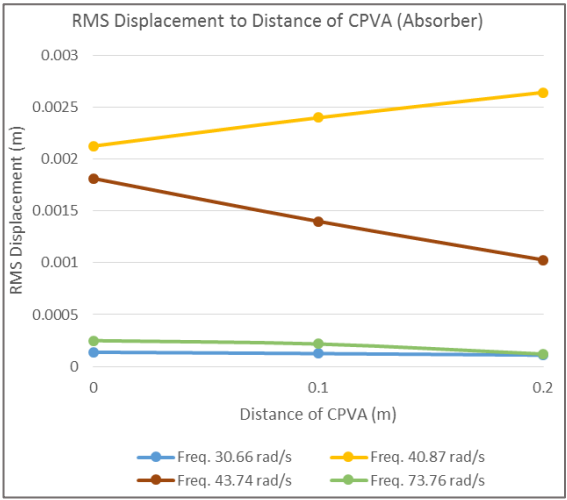
3. Grafik RMS Perpindahan, Kecepatan. Percepatan, Perpindahan Sudut, Reduksi Perpindahan, dan Reduksi Perpindahan Sudut Massa Sistem Utama Terhadap Jarak CPVA dari Titik Pusat Massa Sistem Utama



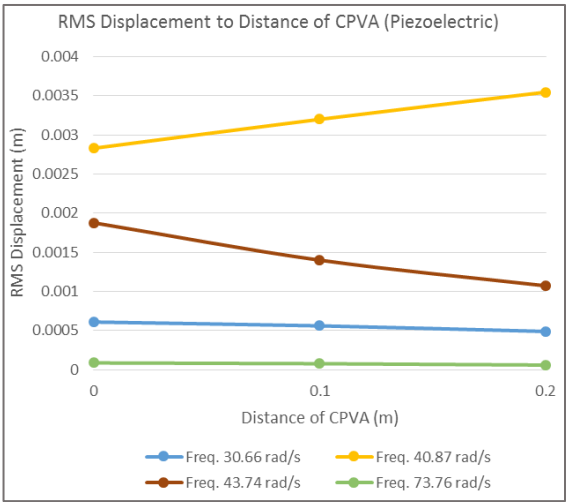




4. Grafik RMS Perpindahan Massa *Absorber* Terhadap Jarak *CPVA* dari Titik Pusat Massa Sistem Utama



5. Grafik RMS Perpindahan Massa Piezoelektrik Terhadap Jarak *CPVA* dari Titik Pusat Massa Sistem Utama



BIODATA PENULIS



Faiz Imawan Danaputra dilahirkan di Surabaya pada tanggal 11 Februari 1994 dari orangtua bernama Anang Harijono dan Dian Siswayanti. Riwayat pendidikan penulis dimulai dari SD Al Hikmah Surabaya pada tahun 2000-2006. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMP Al Hikmah Surabaya pada tahun 2006-2009, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMA Negeri 15 Surabaya pada tahun 2009-2012. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan pada jenjang S-1 di Jurusan Teknik Mesin Institut

Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur Program Kemitraan dan Mandiri.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Penulis pernah menjadi asisten Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi staff Divisi Human Resources Development di Klub Mesin ITS Autosport pada tahun 2013-2014. Pada tahun 2014-2015, penulis aktif menjadi Staff Ahli Divisi Human Resources Development Klub Mesin ITS Autosport.

Motto hidup penulis yaitu *"The Sky Has Never Been The Limit, We Are Our Own Limits"*, menjadikan penulis lebih bersemangat dan berusaha keras dalam segala hal untuk mencapai harapan yang dimilikinya. Dengan motivasi yang tinggi untuk terus belajar dan berusaha, penulis mampu menyelesaikan pengerjaan laporan tugas akhir ini. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email faizimawan4@gmail.com.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”